THÈSE

présentée

A LA FACULTÉ DES SCIENCES

DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

pour obtenir

le titre de DOCTEUR INGÉNIEUR

par

Jean-Guy RICHARD

Ingénieur de l'Ecole Polytechnique de Montréal

SUJET DE LA THÈSE :

Etude des profils de températures dans un écoulement turbulent établi dans un tube cylindrique lisse

Soutenue le 13 janvier 1972 devant la Commission d'Examen

MM.	FORTIER	Président
	COMOLET	Examinateur
	TACCOEN	Examinateur invité

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41549217_0028

THÈSE

présentée

A LA FACULTÉ DES SCIENCES

DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

pour obtenir

le titre de DOCTEUR INGÉNIEUR

par

Jean-Guy RICHARD

Ingénieur de l'Ecole Polytechnique de Montréal

SUJET DE LA THÈSE :

Etude des profils de températures dans un écoulement turbulent établi dans un tube cylindrique lisse

Soutenue le 13 janvier 1972 devant la Commission d'Examen

MM.	FORTIER	Président
	COMOLET	Examinateur
	TACCOEN	Examinateur invité

UNIV.
LEIDEN
BIBL.

Table des matières

Pages

AVANT-PROPOS 9

Classification des courbes représentant les résultats expérimentaux..... 11

CONVENTIONS ET NOTATIONS 13

INTRODUCTION 17

CHAPITRE I 19

1.1. Généralités 19

1.2. Etude statistique de la turbulence 19

1.3. Théorie générale des écoulements turbulents en conduite 21

1.3.1. Problème dynamique 22
1.3.2. Problème thermique 23

1.4. Méthodes semi-empiriques 25

1.4.1. Description 25
1.4.2. Similitude 25
1.4.3. Problème dynamique 25
1.4.4. Problème thermique 28

CHAPITRE II - STRUCTURE DE L'ÉCOULEMENT TURBULENT EN TUBE LISSE ET RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX 33

2.1. Généralités 33

2.2. Sous-couche visqueuse 34

2.2.1. Problème dynamique 34
2.2.2. Problème thermique 34

2.3. Zone de transition 35

2.3.1. Problème dynamique 35
2.3.2. Problème thermique 35

Pages

2.4. Zone logarithmique 35
2.4.1. Problème dynamique 35
2.4.2. Problème thermique 36
2.5. Zone centrale 37
2.5.1. Problème dynamique 37
2.5.2. Problème thermique 37

CHAPITRE III - INSTALLATION D'ESSAI 39
3.1. Généralités 39
3.2. Description de l'installation d'essai 42
3.2.1. Bac inférieur 42
3.2.2. Pompe 43
3.2.3. Echangeur de chaleur 43
3.2.4. Filtre 43
3.2.5. Bac supérieur 45
3.2.6. Tronçon d'essai 45
3.2.7. Diaphragme 45
3.2.8. Vannes de réglage 45
3.3. Chauffage du tube 45
3.4. Isolement thermique 51

CHAPITRE IV - INSTRUMENTATION 53
4.1. Mesure du débit 53
4.2. Perte de pression 53
4.3. Symétrie et profil de vitesses 53
4.4. Flux de chaleur 54
4.5. Bilan thermique 55
4.6. Températures de paroi 56
4.7. Profil de températures 58
4.7.1. Température du fluide 58
4.7.2. Distance à la paroi 58
4.8. Mesure de températures par thermocouples 60
4.8.1. Boites de soudures froides 60
4.8.2. Mesure de la force électro-motrice 61

CHAPITRE V - MISE AU POINT DE L'INSTALLATION ET MODE OPÉRATOIRE. 63
5.1. Problèmes dynamiques 63
5.2. Chauffage du tube 63
5.3. Instabilité de la température amont 64

Pages

5.4. Stabilisation de la température 64
5.5. Mesure de la température de paroi 65
5.6. Dissymétrie de flux 65
5.7. Etalonnage des thermocouples 66
5.8. Perte de puissance vers l'atmosphère 66
5.9. Mode opératoire (technique d'essai). Opération et performance de l'installation 67
5.10. Acquisition des données 67

CHAPITRE VI - DÉPOUILLEMENT D'ESSAI (EXEMPLE DE CALCUL) 69
6.1. Grandeurs mesurées 69
6.2. Calcul du débit 69
6.3. Flux thermique 70
6.4. Bilan thermique 71
6.5. Coefficient de frottement 71
6.6. Unités de vitesse et de température 72
6.7. Calcul de la température moyenne de l'écart-type et de l'intervalle de confiance 72
6.8. Mise sous forme adimensionnelle 73
6.9. Calcul de la pente de la loi logarithmique 73
6.10. Coefficient d'échange 73

CHAPITRE VII - CALCULS D'ERREURS 75
7.1. Généralités et définitions 75
7.2. Écart-type pour les grandeurs ρ, Cp, ν 76
7.3. Écart-type pour le débit 77
7.4. Écart-type pour u^* 78
7.4.1. Écart-type pour $\mathcal{U}$ 78
7.4.2. Écart-type pour R_eD 78
7.4.3. Écart-type pour Λ 79
7.4.4. Écart-type pour u^* 79
7.5. Écart-type pour Φ_o 79
7.6. Écart-type pour Y 80
7.7. Écart-type pour la température moyenne $\overline{T}$ 80
7.8. Erreur sur la valeur de A_θ 80

Pages

CHAPITRE VIII - CONTRÔLES PRÉLIMINAIRES 83

8.1. Généralités 83

8.2. Mesure du coefficient de frottement 83

8.3. Symétrie de vitesse 85

8.4. Profil de vitesses 86

CHAPITRE IX - RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX 89

9.1. Généralités 89

9.2. Profils adimensionnels de température 89

9.2.1. Zone centrale 89
9.2.2. Zone logarithmique 90
9.2.3. Sous-couche visqueuse 92
9.2.4. Zone de transition 93

9.3. Fluctuations de températures 93

9.4. Coefficient d'échange 119

CONCLUSION 121

RÉFÉRENCES 123

ANNEXE A : Étalonnage des diaphragmes 125

ANNEXE B : Propriétés physiques de l'eau 127

ANNEXE C : Calcul de la température de mélange 129

ANNEXE D : Résultats expérimentaux 133

Avant-propos

Les travaux de cette thèse ont été effectués au Centre de Recherches et d'Essais d'Electricité de France à Chatou, sous la direction de Monsieur le Professeur A. FORTIER. Je tiens à lui exprimer ici ma profonde gratitude et mes remerciements pour ses conseils.

Nous remercions Monsieur COMOLET qui, en acceptant de siéger à la commission d'examen, nous a fait d'avance un précieux crédit.

J'exprime ma profonde gratitude à Monsieur L. TACCOEN, Ingénieur à E.D.F., qui m'a proposé cette ligne de recherche et dont les conseils ont constitué pour moi une aide efficace et sûre.

Je remercie Monsieur HUG, Directeur Délégué des Études et Recherches d'Electricité de France et Monsieur FAURE, Chef du Service Générateurs et Échangeurs de Chaleur Thermiques et Nucléaires, qui m'ont permis d'effectuer ce travail au Centre de Chatou.

Je suis très sensible aux témoignages de bienveillance que m'ont accordé Monsieur CACHERA, Chef du Département Transferts Thermiques et Thermodynamique et Monsieur GUTNER, Chef de la Division Gaz et Thermodynamique de ce même Département.

Je remercie également Monsieur BENQUE, Étudiant Ingénieur à l'Ecole des Ponts et Chaussées pour toute l'aide qu'il m'a apportée durant son stage de fin d'étude.

J'exprime mes remerciements à l'ensemble des Techniciens du Laboratoire et surtout à Monsieur LHUILLERY qui, durant toute notre thèse, a apporté toute sa conscience et son habileté à la réalisation des montages, à certaines mesures et à leur dépouillement.

Je remercie également l'Hydro-Québec, pour m'avoir donné la possibilité matérielle de faire cette étude.

Classification des courbes représentant les résultats expérimentaux

	Numéro des courbes.
- Profils adimensionnels de température dans la région centrale	9.1.
- Profils adimensionnels de température dans la zone contrôlée par la paroi. $\theta_+ = f(Y_+)$	9.2. à 9.17
- Profils adimensionnels de températures dans la sous-couche visqueuse et dans la zone de transition	9.18 - 9.19 9.21 - 9.26 - 9.29 9.32 - 9.34.
- Profils de températures dans la sous-couche visqueuse. (T = f(Y)). Ces profils permettent de déterminer le flux local de chaleur près de la paroi, à partir de la relation $\Phi_L = \lambda \frac{dT'}{dX}$	9.20 - 9.22 9.23 - 9.24 9.25 - 9.27 9.28 - 9.30 9.31 - 9.33 9.35
- Comparaison des profils adimensionnels de températures obtenus à des nombres de Reynolds différents	9.36.
- Etude de l'influence des dissymétries de flux sur les profils adimensionnels de températures. (les profils sont déterminés à partir du flux local et du flux moyen).	9.37 à 9.41.
- Profils des fluctuations de températures θ' en fonction de la distance adimensionnelle Y_+ pour différents nombres de Reynolds.	9.42 à 9.49.

Conventions et notations

Lettres grecques :

α : coefficient de débit à utiliser avec la norme I.S.O.

ε : coefficient de compressibilité du fluide à utiliser avec la norme I.S.O.

Φ : angle polaire dans une section.

Φ_o : flux de chaleur à la paroi.

Φ_m : flux moyen de chaleur perpendiculairement au vecteur rayon

$$\Phi_m = \frac{\text{puissance sur le tube}}{\text{surface intérieure du tube}}.$$

Φ_L : flux local de chaleur dans la sous-couche visqueuse, calculé à partir de la distribution de température dans la sous-couche visqueuse $\Phi_L = \lambda \frac{dT}{dr}$.

λ : conductibilité thermique de l'eau.

λ_E : microéchelle des longueurs.

μ : viscosité dynamique de l'eau.

μ_p : viscosité dynamique de l'eau à la température de la paroi.

ν : viscosité cinématique de l'eau.

ρ : masse spécifique de l'eau.

θ : température différentielle ($\theta = T_p - T$).

θ_* : unité de température $\left(\theta_* = \frac{\Phi_o}{\rho C_p u_*}\right)$.

θ_+ : température différentielle adimensionnelle ($\theta_+ = \theta / \theta_*$).

θ_m : $T_p - T_m$.

θ_1 : $T_p - T_1$.

θ' : écart-type pour les fluctuations de température

$$\theta' = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{i=N} (T_M - T_i)^2}{N}}$$

τ : contrainte tangentielle totale moyenne sur un élément de surface.

τ_o : contrainte à la paroi.

Λ : coefficient de perte de charge.

σ_a : écart-type pour une série de valeurs a_1, a_2, a_3 ... a_N.

Lettres latines :

A, B, C A_θ, B_θ, C_θ : coefficient de la loi logarithmique pour le problème dynamique et thermique.

A_1, A_2, A_3 : intensités du courant électrique circulant dans les éléments chauffant.

C_p : chaleur spécifique de l'eau.

D : diamètre du tube.

d : diamètre du diaphragme.

f : coefficient de frottement.

G_r : nombre de Grashof.

L : longueur suivant l'axe du tube.

Ms : nombre de Margoulis.

N : nombre de points de mesures.

Nu : nombre de Nusselt.

P_1, P_2 : pression statique dans une section.

P_1, P_2, P_3 : puissance dissipée dans les éléments chauffants.

Pe : nombre de Peclet.

Pr : nombre de Prandtl.

q_m : débit massique.

q_{me} : débit massique mesuré lors de l'étalonnage du diaphragme.

q_v : débit volumique.

RabAB : coefficient de corrélation.

RaAT : coefficient d'autocorrélation.

R_e : nombre de Reynolds.

R_{e*} : nombre de Reynolds adimensionnel $\left(R_{e*} = \frac{u_* r_o}{\nu} \right)$.

R.M.S. : écart-quadratique moyen des différences entre les ordonnées des points expérimentaux et les ordonnées des points de la courbe calculée.

r : coordonnée suivant le rayon.

r_o : rayon de la conduite.

r' : $= r/r_o$

s : surface interne de la conduite $S = \pi D L$.

t : temps

T : température instantanée.

T' : fluctuations de la température.

$\overline{T}$: température moyenne.

T_p : température de la paroi interne.

T_1 : température au centre du tube.

T_m : température de mélange dans une section.

u, v, w : composantes des fluctuations de vitesse en un point.

u_* : vitesse de frottement à la paroi ($u_* = \sqrt{\tau_o/\rho}$

$\mathfrak{U}$: vitesse débitante dans la conduite.

U, V, W : composantes de la vitesse en un point.

U_1 : $= V_x$

U_2 : V_r (ou tension d'alimentation des résistances chauffantes).

U_3 : $= V_\Phi$.

U_m : vitesse sur l'axe du tube.

$U_1 d$, $U_2 d$, $U_3 d$: vitesse déficitaire.

X : coordonnée suivant l'axe longitudinal du tube.

Y : $= r_o - r$.

Indice :

$+$: grandeurs adimensionnelles.

Introduction

La plupart des problèmes de mécanique des fluides rencontrés dans la pratique, mettent en présence un fluide et une paroi solide. Dans ce cas, la transmission de la chaleur met en jeu la conduction et le transfert de masse ; donc le mouvement du fluide.

Que le fluide circule autour d'un corps solide ou dans un espace limité par des frontières solides, il existe deux types d'écoulements : laminaire et turbulent. Les écoulements laminaires caractérisés par un glissement des couches fluides les unes sur les autres, sans mélange à l'échelle macroscopique, peuvent s'analyser par des méthodes théoriques. Ils sont le propre des écoulements de fluides très visqueux ou à faibles vitesses (problèmes de lubrification, d'infiltration dans les milieux poreux, etc...).

Cependant, lorsqu'il s'agit d'écoulement dans les conduites ou dans les canaux ouverts, ou tout simplement du mouvement de l'air dans l'atmosphère nous sommes presque toujours en présence d'écoulements turbulents. Dans ce type d'écoulement, des fluctuations irrégulières de la vitesse se superposent à l'écoulement principal, pour produire un mouvement désordonné et aléatoire des particules fluides. Les composantes de ces fluctuations ne peuvent être décrites par des équations simples. Les formulations mathématiques récentes s'appuient sur des hypothèses physiques qui sont loin d'être vérifiées expérimentalement. Il est évident qu'une solution théorique complète est liée à une connaissance parfaite des mécanismes internes de la turbulence.

Un moyen d'atteindre cette connaissance est d'effectuer des mesures locales de certaines grandeurs dans les écoulements turbulents à proximité des parois. C'est ainsi que plusieurs chercheurs ont mesuré la répartition des vitesses près des parois. Or, il semble que mis sous forme adimensionnelle, ces profils de vitesses possèdent des propriétés caractéristiques absolument remarquables. Comme ils sont solutions des équations générales, que nous ne savons résoudre par ailleurs, la mise en évidence expérimentale de ces propriétés ne peut qu'augmenter considérablement nos connaissances en mécanique des fluides turbulents.

Quelques études récentes semblent indiquer que les profils de température possèdent des caractéristiques analogues. Malheureusement, les résultats expérimentaux sont trop incomplets pour qu'ils puissent servir de base à une théorie semi-empirique valable. C'est ce qui nous a conduit à entreprendre l'étude suivante, qui se donne comme but :

La détermination des profils de températures dans un écoulement turbulent établi dans une conduite cylindrique.

Chapitre I

1.1 - GÉNÉRALITÉS

Lorsque la vitesse d'un fluide augmente, nous passons d'un régime laminaire à un régime turbulent. Près d'une paroi, cette transition résulte de petites oscillations qui engendrent au sein du fluide des ondes perturbatrices. A partir d'une certaine valeur du nombre de Reynolds (rapport des termes d'inertie aux termes de viscosité) ces perturbations peuvent s'amplifier et envahir tout l'écoulement [3]. Dans une conduite cylindrique, cette transition se fait normalement pour des nombres de Reynolds compris entre 2000 et 3000.

En écoulement turbulent, une infinité de mouvements secondaires se superposent à l'écoulement de base (champs des vitesses moyennes). Il s'agit de tourbillons sans frontières nettes qui prennent naissance en différents points de l'écoulement et qui disparaissent un peu plus loin. Le mouvement de ces tourbillons ne semblent obéir à aucune loi apparente. C'est justement ce caractère aléatoire des fluctuations qui rend l'étude théorique du mouvement très difficile.

Afin d'aborder la description physique du mouvement turbulent, nous allons introduire quelques considérations statistiques. Après quoi, nous essaierons de traiter les équations générales dans le cas d'écoulements en conduite. Enfin, nous exposerons les conclusions auxquelles conduisent certaines méthodes semi-empiriques. Les considérations qui vont suivre s'inspirent des cours sur les écoulements turbulents du Professeur Fortier [4].

1.2 - ÉTUDE STATISTIQUE DE LA TURBULENCE

Un écoulement turbulent, avec des conditions aux frontières stationnaires, se ramène à un écoulement moyen, auquel se superposent des fluctuations. Soit une grandeur scalaire A(t), liée à cet écoulement, la valeur moyenne de cette grandeur est définie comme suit :

$$A(t) = \int_{t_o}^{t_o+t} A(t)\, dt \qquad (1.1.)$$

Si t est grand devant la durée des fluctuations, cette moyenne est indépendante de t. A un instant donné, nous avons

$$A(t) = \bar{A}(t) + a(t) \qquad (1.2.)$$

avec : $$\overline{a(t)} = 0 \qquad (1.3.)$$

Nous définissons de cette façon un vecteur vitesse, tel que :

$$\vec{V} = \vec{\overline{V}} + \vec{v} \qquad \begin{cases} U = \overline{U} + u \\ V = \overline{V} + v \\ W = \overline{W} + w \end{cases} \qquad (1.4.)$$

En un point donné de l'écoulement, l'intensité de la turbulence est définie par les rapports :

$$\frac{\sqrt{\overline{u^2}}}{\sqrt{\overline{U^2} + \overline{V^2} + \overline{W^2}}}, \frac{\sqrt{\overline{v^2}}}{\sqrt{\overline{U^2} + \overline{V^2} + \overline{W^2}}}, \frac{\sqrt{\overline{w^2}}}{\sqrt{\overline{U^2} + \overline{V^2} + \overline{W^2}}}$$

La turbulence est isotrope, si ces trois rapports sont égaux. En se plaçant en coordonnée d'Euler, on introduit un coefficient de corrélation :

$$R\,ab\,AB = \frac{\overline{U_{aA}\,U_{bB}}}{\sqrt{\overline{U_a^2}}\sqrt{\overline{U_b^2}}} \qquad (1.5.)$$

Avec : U_{aA} = fluctuation de la vitesse en A suivant la direction a ;

U_{bB} = fluctuation de la vitesse en B suivant la direction b.

Une turbulence est homogène si les moyennes ne dépendent pas des coordonnées et lorsque le tenseur des corrélations ne dépend que du vecteur AB et non pas séparément des coordonnées de A et de B.

De la même façon, nous définissons un facteur d'autocorrélation :

$$R\,a\,At = \frac{\overline{U_{aA}(t_o)\;U_{aA}(t_o + t)}}{\overline{U_{aA}^2}} \qquad (1.6.)$$

La valeur de ces deux facteurs est toujours comprise entre 0 et 1. Ces définitions nous permettent d'introduire deux grandeurs fondamentales de la turbulence.

- Macroéchelle -

On appelle macroéchelle des longueurs dans une direction, la distance à partir de laquelle le coefficient de corrélation entre les points A et B est nul à 1/100 près. Il existe donc une macroéchelle par direction. On définit également une macroéchelle des temps, comme étant l'intervalle de temps t pour lequel le coefficient d'autocorrélation est nul à 1/100 près.

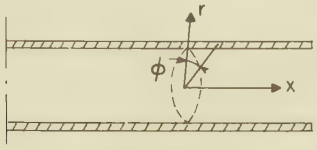
- Microéchelle -

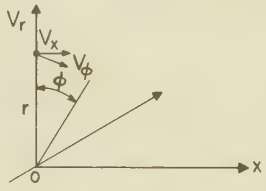
On appelle microéchelle des longueurs λ_E, la longueur telle que pour des points A et B situés à une distance très inférieure à λ_E, le coefficient de corrélation entre les vitesses en A et B au même instant est pratiquement égal à 1. A une échelle inférieure à λ_E, il n'y a donc pas de différence entre un écoulement laminaire non stationnaire et l'écoulement réel. On définit de la même façon une microéchelle des temps.

Ces brèves considérations statistiques nous permettront de mieux décrire les écoulements en conduite. Ils sont de plus indispensables pour aborder le traitement théorique des équations générales appliquées aux écoulements turbulents.

1.3 - THÉORIE GÉNÉRALE DES ÉCOULEMENTS TURBULENTS EN CONDUITE.

Nous allons étudier le cas d'un écoulement turbulent établi, avec transfert de chaleur, dans un canal cylindrique. Considérons une section droite et définissons le système d'axes suivant :





$$\left.\begin{aligned} V_x &= \overline{V_x} + u \\ V_r &= \overline{V_r} + v \\ V_\phi &= \overline{V_\phi} + w \end{aligned}\right\} \qquad (1.7)$$

Nous posons les *hypothèses* suivantes :

1) L'écoulement turbulent est établi ; c'est-à-dire que les moyennes portant sur les vitesses sont indépendantes de l'abscisse.

2) Les conditions aux frontières sont stationnaires, les moyennes sont indépendantes du temps.

3) L'écoulement moyen possède la même symétrie de révolution que les frontières.

4) La densité du flux est constante sur la paroi et égale à Φ_o

5) Les caractéristiques physiques du fluide sont constantes.

6) La paroi est lisse.

7) L est très grand devant r_o.

Conditions aux frontières.

$$\left.\begin{aligned} V_r &= V_x = V_\phi = 0 \\ \Phi_o &= -\frac{\lambda\, \partial T}{\partial r} = \text{Cte} \end{aligned}\right\} \quad r = r_o$$

$$\left.\begin{aligned} p &= p_1 \\ p &= p_2 \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} X &= -L \\ X &= +L \end{aligned}$$

Ayant défini le problème et les conditions aux frontières, il faut résoudre les équations générales qui régissent le phénomène, c'est-à-dire :

- Équation de continuité ;
- Équations dynamiques du mouvement ;
- Équation d'énergie

Puisque nous supposons les caractéristiques physiques du fluide constantes, nous pouvons traiter indépendamment le problème dynamique et le problème thermique.

1.3.1 - Problème dynamique.

L'équation de continuité s'écrit :

$$\frac{\partial \overline{V_r}}{\partial r} + \frac{\overline{V_r}}{r} + \frac{1}{r}\frac{\partial \overline{V_\Phi}}{\partial \Phi} + \frac{\partial \overline{V_X}}{\partial X} = 0 \qquad (1.8)$$

En prenant la moyenne dans le temps et sachant que :

$$\frac{\partial \overline{V_\Phi}}{\partial \Phi} = 0 \quad \text{Symétrie de révolution}$$

$$\frac{\partial \overline{V_X}}{\partial X} = 0 \quad \text{Ecoulement établi}$$

l'équation (1.8) devient :

$$\frac{\partial \overline{V_r}}{\partial r} + \frac{\overline{V_r}}{r} = 0 \qquad (1.9)$$

c'est-à-dire :

$$\frac{1}{r}\frac{\partial r\overline{V_r}}{\partial r} = 0 \qquad (1.10)$$

donc $$r\,\overline{V}r = \text{cte.}$$

Si $r = r_o$; $\overline{V_r} = 0$, donc la constante est égale à zéro et nous aurons :

$$\boxed{\overline{V_r} = 0 \text{ et } \overline{V_\Phi} = 0}$$

Lorsque nous prenons les moyennes dans le temps et que nous tenons compte de l'équation de continuité, les équations instantanées du mouvement s'écrivent :

$$\rho\left(\frac{\partial \overline{V_X V_r}}{\partial r} + \frac{\overline{V_X V_r}}{r}\right) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial X} + \frac{\mu}{r}\frac{\partial\left(r\frac{\partial \overline{V_X}}{\partial r}\right)}{r} \qquad (1.11)$$

$$\rho\left(\frac{\partial \overline{V_r^2}}{\partial r} + \frac{\overline{V_r^2} - \overline{V_\Phi^2}}{r}\right) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial r} \qquad (1.12)$$

$$0 = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial \Phi} \qquad (1.13)$$

Soit $\overline{p} = f(r) + g(X)$; de l'équation (1.12) nous voyons que $\frac{\partial^2 \overline{p}}{\partial X \partial r} = 0$. Donc $\frac{\partial \overline{p}}{\partial X}$ est indépendant de r. D'après l'équation (1.11) :

$$\frac{\partial \overline{p}}{\partial X} = \text{cte} = -a \qquad (1.14)$$

A l'aide des équations (1.7), les équations (1.11) et (1.12) se transforment de la façon suivante :

$$\frac{\rho}{r}\frac{dr\ uv}{dr} = a + \frac{\mu}{r}\frac{d\left(r\ \frac{d\overline{V_x}}{dr}\right)}{dr} \qquad (1.15)$$

$$\rho\left(\frac{d\overline{v^2}}{dr} + \frac{\overline{v^2} - \overline{w^2}}{r}\right) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial r} \qquad (1.16)$$

L'équation (1.15) peut se mettre sous la forme :

$$\frac{1}{r}\frac{d\ r\left(\mu\frac{d\overline{V_x}}{dr} - \rho\,\overline{uv}\right)}{dr} = -a \qquad (1.17)$$

Ou encore :

$$\frac{1}{r}\frac{dr\ \tau}{dr} = a \qquad (1.18)$$

Avec :

$$\tau = \mu\frac{d\overline{V_x}}{dr} - \rho\,\overline{uv} \qquad (1.19)$$

On montre que :

$$\left|\frac{\partial \overline{p}}{\partial X}\right| = \frac{2\tau_o}{r_o} \qquad (1.20)$$

τ_o désigne la force de frottement à la paroi.

Afin de poursuivre le calcul, il faudrait connaitre le terme $\rho\,\overline{uv}$. Malheureusement, dans l'état actuel de nos connaissances, aucune relation théorique n'existe pour relier ce terme au mouvement moyen.

1.3.2 - Problème thermique.

En coordonnées cylindriques, l'équation de l'énergie s'écrit, en négligeant les termes de dissipation et le terme en $\frac{Dp}{Dt}$:

$$\rho C_p\left(\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial TV_x}{\partial X} + \frac{1}{r}\frac{\partial r\ TV_r}{\partial r} + \frac{1}{r}\frac{\partial TV_\Phi}{\partial \Phi}\right) = \lambda\left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 T}{\partial \Phi^2}\right) \qquad (1.21)$$

Hypothèse : Toutes les moyennes portant sur des différences de températures, des fluctuations de températures ou des produits de fluctuations de températures par des fluctuations de vitesses, ne dépendent que du rayon r.

Compte tenu des hypothèses précédentes et des conditions aux frontières, il vient en prenant la moyenne dans le temps :

$$\rho C_p\left[\frac{\partial\,\overline{TV_x}}{\partial X} + \frac{1}{r}\frac{\partial r\,\overline{TV_r}}{\partial r}\right] = \lambda\left[\frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial \overline{T}}{\partial r} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial X^2}\right] \qquad (1.22)$$

Puisque :

$$\overline{TV_x} = \overline{T}\,\overline{V_x} + \overline{T'u} \tag{1.23}$$

$$\overline{TV_r} = \overline{T}\,\overline{V_r} + \overline{T'v} \tag{1.24}$$

$T = \overline{T} + T'$ $\quad$ T' = fluctuation de température.

$$\frac{\partial \overline{T'u}}{\partial X} = 0 \quad \text{et} \quad \overline{T}\,\overline{V_r} = 0$$

Il reste :

$$\rho C_p \left[\overline{V_x} \frac{\partial \overline{T}}{\partial X} + \frac{1}{r} \frac{\partial r\, \overline{T'v}}{\partial r} \right] = \lambda \left[\frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \overline{T}}{\partial r} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial X^2} \right] \tag{1.25}$$

Nous savons que :

$$\frac{\partial \overline{T}}{\partial X} = \text{cte} \qquad \text{écoulement établi}$$

$$\frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial X^2} = 0$$

$$\frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \overline{T}}{\partial r} = \frac{d(r\, \partial \overline{T}/\partial r)}{\partial r}$$

Nous pouvons donc intégrer l'équation (1.25) par rapport à r. Il vient :

$$\boxed{\frac{\partial \overline{T}}{\partial X} = \frac{2\Phi_o}{\rho C_p\, \mathcal{U} r_o}} \tag{1.26}$$

en se souvenant qu'au centre, pour r = 0 :

$$\frac{\partial \overline{T}}{\partial r} = 0$$

$$\overline{T'v} = 0.$$

L'équation (1.25) s'écrit également :

$$\rho C_p\, \overline{V_x}\, \frac{\partial \overline{T}}{\partial X} = \frac{1}{2r} \frac{\partial [\lambda r^2\, \partial \overline{T}/\partial r - \rho C_p\, r \overline{T'v}]}{\partial r} \tag{1.27}$$

Pour résoudre cette dernière équation et obtenir la valeur de $\overline{T}$ en fonction de r, il faudrait connaitre $\overline{T'v}$ en fonction de r. Comme pour le problème dynamique, il faut faire des hypothèses fondées sur des données expérimentales pour poursuivre le calcul. Exposons maintenant dans quelles conditions l'expérience peut faire évoluer les solutions théoriques.

1.4 - MÉTHODES SEMI-EMPIRIQUES

1.4.1 - Description

De nombreuses recherches ont permis de développer des théories, dites déductives, qui consistent à faire des hypothèses sur les termes de fluctuations. Dans un premier temps, on considéra le mouvement aléatoire des particules fluides du point de vue de la théorie cinétique des gaz ; d'où l'introduction de la viscosité et de la diffusivité turbulente.

Boussinesq en 1877 considérait ces termes comme étant des grandeurs scalaires. Prandtl en 1925, essaya de relier ces quantités aux caractéristiques de l'écoulement. Il introduisit la notion de longueur de mélange qui est la distance qu'une particule parcourt avant de perdre son identité et de se mélanger aux autres particules. Cette longueur serait fonction de la distance à la paroi. Comme cette fonction ne peut être obtenue théoriquement, il faut la déterminer à partir de données expérimentales.

Reichardt opposa aux théories déductives de Boussinesq, Prandtl, Taylor et Von Karman une méthode inductive qui s'appuie directement sur des résultats expérimentaux. Cette méthode repose sur les propriétés du champ des vitesses moyennes et sur la répartition des valeurs moyennes de la température. Nous utiliserons cette approche pour traiter le problème qui nous intéresse.

1.4.2 - Similitude :

Puisque les équations générales qui s'appliquent aux écoulements turbulents avec transfert de chaleur sont dimensionnellement homogènes, on peut leur appliquer les théorèmes de la similitude. Douchez [18] résume le théorème sur la similitude des écoulements de la façon suivante :

"Pour que des écoulements permanents, limités par des frontières géométriquement semblables, soient semblables dynamiquement et thermiquement, il faut que les paramètres sans dimension intervenant dans les équations adimensionnelles, soient égaux. De plus, il faut que les conditions aux limites écrites en variables sans dimension soient identiques".

1.4.3 - Problème dynamique.

Dans ce qui suit, nous utiliserons les notations suivantes :

$$x_1 = X \qquad x_2 = r_o - r \qquad x_3 = r_o \Phi$$

Nous définissons également les unités suivantes :

- Longueur : $\frac{\nu}{u^*}$
- Vitesse : u^*
- Temps : $\frac{\nu}{u^2}$
- Masse : $\frac{\rho \nu^3}{u^{*3}}$

Avec : $$R_{e^*} = \frac{u^* r_o}{\nu} \quad \text{et} \quad u^* = \sqrt{\frac{\tau_o}{\rho}}$$

Les équations instantanées du mouvement en coordonnées cylindriques deviennent, en posant :

$$U_+ = \frac{U}{u^*}$$

$$t_+ = \frac{t u_*^2}{\nu}$$

$$p_+ = \frac{p}{\rho u_*^2}$$

$$\frac{\partial U_{1+}}{\partial t_+} + U_{2_+}\frac{\partial U_{1+}}{\partial x_{2^+}} + \frac{U_{3+}}{1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}}\frac{\partial U_{1+}}{\partial x_{3+}} + U_{1+} + \frac{\partial U_{1+}}{\partial x_{1+}} = -\frac{\partial p_+}{\partial x_{1+}} + \frac{\partial^2 U_{1+}}{\partial x_{1+}^2} + \frac{\partial^2 U_{1+}}{\partial x_{2+}^2} -$$

$$-\frac{1}{\left(1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}\right)} \times \frac{1}{R_{e^*}}\frac{\partial U_{1+}}{\partial x_{2+}} + \frac{1}{\left(1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}\right)^2}\frac{\partial^2 U_{1+}}{\partial x_{3+}^2} \qquad (1.28)$$

$$\frac{\partial U_{2+}}{\partial t_+} + U_{1+}\frac{\partial U_{2+}}{\partial x_{1+}} + U_{2+}\frac{\partial U_{2+}}{\partial x_{2+}} + \frac{U_{3+}}{1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}} \times \frac{\partial U_{2+}}{\partial x_{3+}} = -\frac{\partial p^+}{\partial x_{2+}} + \frac{\partial^2 U_{2+}}{\partial x_{1+}^2} + \frac{\partial^2 U_{2+}}{\partial x_{2+}} -$$

$$-\frac{1}{\left(1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}\right)}\frac{\partial U_{2+}}{R_{e^*}\,\partial x_{2+}} - \frac{U_{2+}}{R_{e^*}\left(1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}\right)^2} + \frac{1}{\left(1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}\right)^2}\frac{\partial^2 U_{2+}}{\partial x_{3+}^2} + \frac{2}{\left(1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}\right)R_{e^*}} \times \frac{\partial U_{3+}}{\partial x_{3+}} \qquad (1.29)$$

$$\frac{\partial U_{3+}}{\partial t_+} + U_{1+}\frac{\partial U_{3+}}{\partial x_{1+}} + U_{2+}\frac{\partial U_{3+}}{\partial x_{2+}} + \frac{U_{3+}}{\left(1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}\right)}\frac{\partial U_{3+}}{\partial x_{3+}} - \frac{U_{2+}\,U_{3+}}{\left(1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}\right)R_{e^*}} =$$

$$= \frac{1}{\left(1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}\right)}\frac{\partial p_+}{\partial x_{3+}} + \frac{\partial^2 U_{3+}}{\partial x_{1+}^2} + \frac{\partial^2 U_{3+}}{\partial x_{2+}^2} + \frac{1}{\left(1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}\right)}\frac{\partial^2 U_{3+}}{\partial x_{3+}^2}$$

$$-\frac{1}{R_{e^*}\left(1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}\right)}\frac{\partial U_{3+}}{\partial x_{2+}} - \frac{U_{3+}}{R_{e^*}^2\left(1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}\right)^2} + \frac{2}{\left(1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}\right)R_{e^*}}\frac{\partial U_{3+}}{\partial x_{3+}} \qquad (1.30)$$

L'équation de continuité s'écrit :

$$\frac{\partial U_{1+}}{\partial x_{1+}} + \frac{\partial U_{2+}}{\partial x_{2+}} - \frac{U_{2+}}{\left(1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}\right)R_{e^*}} + \frac{1}{\left(1-\frac{x_{2+}}{R_{e^*}}\right)}\frac{\partial U_{3+}}{\partial x_{3+}} = 0 \qquad (1.31)$$

Les conditions aux frontières sont :

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial \overline{U}}{\partial \overline{x}} &= 1 \\ \overline{U}_{1+} = \overline{U}_{2+} &= \overline{U}_{3+} = 0 \end{aligned}\right\} \quad x_{2+} = 0 \qquad (1.32)$$

$$\frac{\partial \overline{U}_{1+}}{\partial x_{2+}} = 0 \quad \text{pour } x_{2+} = R_{e*} \qquad (1.33)$$

Pour trouver des solutions générales qui puissent s'appliquer à tous les problèmes d'écoulement limité par des frontières géométriquement semblables, et présentant des conditions aux frontières semblables, il faudrait avoir égalité des nombres de Reynolds sans dimension R_{e*}. Cependant, ce terme apparaît dans des expressions de la forme :

$$\frac{1}{R_{e*}}, \frac{1}{\left(1 - \frac{x_{2+}}{R_{e*}}\right)}, \frac{1}{R_{e*}\left(1 - \frac{x_{2+}}{R_{e*}}\right)}, \frac{1}{R_{e*}^2\left(1 - \frac{x_{2+}}{R_{e*}}\right)^2}$$

Nous admettrons que pour des valeurs de R_{e*} très grandes, la solution statistique moyenne ne dépend pas de R_{e*}, pour des valeurs de x_{2+} petites.

Pour les grandes valeurs de x_{2+}, il faudrait satisfaire la condition (1.33).

En particulier, près de la paroi nous pouvons écrire :

$$\boxed{\overline{U}_{1+} = f(x_{2+})} \qquad (1.34)$$

Cette loi indépendante du nombre de Reynolds, mais valable seulement pour les très grandes valeurs de R_{e*} et pour les valeurs petites de x_{2+}, est appelée la loi de paroi.

Loi de la vitesse déficitaire.

Loin de la paroi, nous prenons des axes animés d'un mouvement de translation uniforme ayant une vitesse U_m (vitesse moyenne du fluide au centre du tube). Nous définissons :

$$U_{1d} = V_x - U_m \qquad r' = r/r_c$$

$$U_{2d} = V_r \qquad x_1' = x_1/r_o$$

$$U_{3d} = V_\phi \qquad t' = \frac{tu_*}{r}$$

Les équations dynamiques écrites sous forme adimensionnelle font apparaître comme précédemment des termes en $1/R_{e*}$ qui sont négligeables si R_{e*} est grand. Les conditions aux frontières sont :

$$\overline{U}_{1d+} = 0 \qquad \frac{d\overline{U}_{1d+}}{dr'} = 0 \quad \text{pour} \quad r' = 0 \qquad (1.35)$$

$$\frac{dU_{1d+}}{dr'} = - R_{e*} \quad \text{pour} \quad r' = 1 \tag{1.36}$$

Donc si R_{e*} tend vers l'infini, le champ des vitesses moyennes de l'écoulement ne dépend statistiquement, à l'exception d'une étroite bande près de la paroi, que de r'. On peut écrire que :

$$\boxed{\overline{U}_{1d+} = g_1(x'_2)} \tag{1.37}$$

L'équation (1.37) représente la loi de la vitesse déficitaire.

Si R_{e*} est suffisamment grand, l'expérience montre qu'il existe un intervalle dans lequel les deux lois sont applicables en même temps. Nous avons donc dans cet intervalle :

$$\overline{U}_{1+} = f(x_{2+}) \tag{1.38}$$

$$\overline{U}_{1+} - \overline{U}_{m+} = g(x'_2) \tag{1.39}$$

Puisque $\overline{U}_m$ est fonction de R_{e*} :

$$f(x_{2+}) = g(x'_2) + G(R_{e*}) \tag{1.40}$$

On peut démontrer que f, G et g sont nécessairement des fonctions logarithmiques ; c'est-à-dire :

$$f(x_{2+}) = A \text{ Log } x_{2+} + B \tag{1.41}$$

$$g(x'_2) = A \text{ Log } x'_2 + C \tag{1.42}$$

$$G(R_{e*}) = A \text{ Log } R_{e*} + B - C \tag{1.43}$$

Ces équations sont donc applicables dans la zone logarithmique.

1.4.4 - Problème thermique.

En coordonnées cylindriques, l'équation de l'énergie s'écrit en négligeant le terme de dissipation et le terme $\frac{Dp}{Dt}$:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial\, TV_x}{\partial x_1} + \frac{1}{r} \frac{\partial r\, TV_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial T\, V_\Phi}{\partial \Phi} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \Phi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) \tag{1.44}$$

Les conditions aux frontières sont :

$$\lambda \frac{\partial \overline{T}}{\partial r} = \Phi_o = \text{cte} \quad \text{Pour } r = r_o \tag{1.45}$$

$$\frac{\partial \overline{T}}{\partial r} = 0 \quad \text{Pour } r = 0 \tag{1.46}$$

En utilisant les unités et les coordonnées suivantes :

$$x_1 = x_1$$
$$x_2 = r_o - r$$
$$x_3 = r_o \Phi$$

- unité de vitesse : u^*
- unité de longueur : ν/u^*
- unité de masse : $\rho\nu^3/u^{*3}$
- unité de température : $\theta_* = \dfrac{\Phi_o}{\rho c_p u^*}$

l'équation (1.44) devient :

$$\frac{\partial T_+}{\partial t_+} + \frac{\partial T_+ U_{1+}}{\partial x_{1+}} + \frac{1}{\left(1 - \dfrac{X_{2+}}{R_{e*}}\right)} \times \frac{\partial T_+ U_{2+}}{\partial x_{2+}} - \frac{1}{(R_{e*} - x_{2+})} \times \frac{\partial x_{2+} T_+ U_{2+}}{\partial x_{2+}} + \frac{\partial T_+ U_{3+}}{\partial x_{3+}} =$$
$$= \frac{1}{\rho r}\left[\frac{\partial^2 T_+}{\partial x_{2+}^2} - \frac{1}{(R_{e*} - x_{2+})}\frac{\partial T_+}{\partial x_{2+}} + \frac{\partial^2 T_+}{\partial x_{3+}^2} + \frac{\partial^2 T_+}{\partial x_{1+}^2}\right] \qquad (1.47)$$

Les conditions aux frontières sont :

$$\frac{\partial T_+}{\partial x_{2+}} = - p_r \quad \text{pour} \quad x_{2+} = 0 \qquad (1.48)$$

$$\frac{\partial T_+}{\partial x_{2+}} = 0 \quad \text{pour} \quad x_{2+} = R_{e*} \qquad (1.49)$$

De la même façon que précédemment, lorsque R_{e*} tend vers l'infini, il semble logique d'admettre que les problèmes ont des solutions identiques pour x_{2+} petit* devant R_{e*} . Donc près de la paroi, pour $x_{2+} \ll R_{e*}$ les solutions ne dépendent que de x_{2+} et du nombre de Prandtl. Nous pouvons écrire :

$$\overline{\theta}_+ = f_\theta(x_{2+}, Pr) \qquad (1.50)$$

avec :

$$\overline{\theta}_+ = \frac{\overline{T_p} - \overline{T}}{\theta_*}$$

De plus on montre que :

$$\frac{\partial \overline{T}}{\partial x_1} = \frac{\partial T_m}{\partial x_1} = \frac{\partial \overline{T_p}}{\partial x_1} \qquad (1.51)$$

---

* Lorsque cette condition est remplie pour des valeurs élevées de R_{e*}, les termes de la forme $\dfrac{1}{R_{e*} - x_{2+}}$ n'interviennent plus.

L'équation (1.26) mise sous forme adimensionnelle conduit à :

$$\frac{d\overline{T}_{p+}}{dx_{1+}} = \frac{2\,u_*}{\mathcal{U}\,R_{e*}} \tag{1.52}$$

Lorsque R_{e*} tend vers l'infini, $\frac{u_*}{\mathcal{U}}$ et $\frac{d\overline{T}_p}{dx_{1+}}$ tendent vers zéro et $\overline{T}_{p+}$ vers une constante. Donc pour des nombres de Reynolds élevés, il y a peu de différence entre un problème à flux constant à la paroi et un problème à température de paroi constante.

- Zone non contrôlée par la paroi :

Comme dans le cas du problème dynamique, nous prenons des axes animés de la vitesse de translation U_m et nous introduisons la vitesse déficitaire U_1 d.

Soit $\overline{T}_1$ la température moyenne au centre du tube. Nous définissons :

$T_d = \overline{T} - \overline{T}_1$ température déficitaire

$U_{1d} = V_x - U_m$ $\qquad X'_1 = \frac{x_1}{r_o}$

$U_{2d} = V_r$ $\qquad X'_2 = \frac{x_2}{r_o}$

$U_{3d} = V_\Phi$ $\qquad X'_3 = \frac{x_3}{r_o}$

$t' = \frac{tu_*}{r_o}$

$r' = r/r_o$

L'équation de l'énergie s'écrit :

$$\frac{\partial(T_{d+} + \overline{T}_{1+})}{\partial t'} - \frac{1}{(1 - X'_2)}\frac{\partial(1 - X'_2)\,(T_{d+} + \overline{T}_{1+})\,U_{2d+}}{\partial X'_2} + \frac{\partial(T_{d+} + \overline{T}_{1+})\,U_{3d+}}{\partial X'_3} + \\ + \frac{\partial(T_{d+} + \overline{T}_{1+})\,(U_{1d} + U_{m+})}{\partial X'} = \frac{1}{PrR_{e*}} \tag{1.53}$$

$$\left[\frac{\partial^2(T_{d+} + \overline{T}_{1+})}{\partial X'^2_2} - \frac{1}{1 - X'_2}\frac{\partial(T_{d+} + \overline{T}_{1+})}{\partial X'_2} + \frac{\partial^2(T_{d+} + \overline{T}_{1+})}{\partial X'^2_2} + \frac{\partial^2(T_{d+} + \overline{T}_{1+})}{\partial X'^2_1}\right]$$

Conditions aux frontières :

$$\frac{\partial\overline{T}_{d+}}{\partial X_2} = 0 \qquad \text{pour} \quad X'_2 = 1 \tag{1.54}$$

$$\frac{\partial\overline{T}_{d+}}{\partial X'_2} = Pr\,R_{e*} \qquad \text{pour} \quad X'_2 = 0 \tag{1.55}$$

Il ressort donc, que pour des valeurs de $Pr\ R_{e*}$ grandes et pour X_2' non nulle $\left(\text{si } X_2' = 0, \frac{\partial \overline{T}_{d+}}{\partial X_2'} = - Pr\ R_{e*} : \text{donc fonction de } Pr\ R_{e*}\right)$ les solutions ne dépendent plus du nombre de Prandtl et de R_{e*}. Dans ces conditions, nous pouvons écrire :

$$\overline{T}_{d=} = - g_\theta(X_2') \tag{1.56}$$

- Zone logarithmique.

Pour les grandes valeurs de R_{e*} et de $Pr\ R_{e*}$, il existe un intervalle dans lequel les deux lois s'appliquent en même temps avec une approximation donnée. C'est-à-dire que nous avons :

$$f(x_{2+}\ ,\ Pr) = G_\theta(Pr\ ,\ R_{e*}) + g_\theta(X_2') \tag{1.57}$$

Ce qui conduit à :

$$f_\theta = A_\theta\ Log\ x_{2+} + B_\theta(Pr) \tag{1.58}$$

$$g_\theta = A_\theta\ Log\ X_2' + C_\theta \tag{1.59}$$

$$G_\theta = (Pr\ ,\ R_{e*}) = A_\theta\ Log\ R_{e*} + B_\theta(Pr) - C_\theta \tag{1.60}$$

Coefficient de transfert :

Connaissant la distribution de vitesses moyennes et la distribution de températures moyennes, nous pouvons calculer un coefficient de transfert moyen :

$$\mathfrak{m}_s = \frac{\Phi_o}{\rho C_p\ \mathcal{U}(\overline{T}_p - \overline{T}_m)} \tag{1.61}$$

Avec :

$$\overline{T}_p - \overline{T}_m = \overline{\theta}_m = \int_o^1 2\,\frac{r}{r_o}\,\bar{\theta}\,\frac{\overline{U_1}}{\mathcal{U}}\,dr/r_o \tag{1.62}$$

Chapitre II

Structure de l'écoulement turbulent en tube lisse et résultats expérimentaux

2.1 - GÉNÉRALITÉS

Nous pouvons distinguer deux régions dans un écoulement turbulent en tube lisse :

1/ Une région contrôlée par la paroi dans laquelle l'écoulement du fluide est influencé par la viscosité et la nature de la paroi ;

2/ Une région centrale qui occupe presque tout le champ de l'écoulement et dans laquelle les effets de la viscosité sont négligeables ainsi que les conditions aux limites à la paroi.

La conséquence même de l'existence de ces deux régions est l'apparition d'une zone logarithmique. Ceci a été démontré par A. Fortier [4].

La première région, qui est identique à celle rencontrée dans les écoulements en couche limite, se divise en trois zones :

a) Zone adjacente à la paroi, de très faible épaisseur appelée sous-couche visqueuse ;

b) Zone logarithmique dans laquelle l'écoulement est turbulent mais directement influencé par la viscosité et les conditions à la paroi ;

c) Une zone intermédiaire située entre les deux premières, appelée zone de transition.

Hinze [7] s'appuyant principalement sur les résultats expérimentaux de Laufer, présenta une image simplifiée de la structure de l'écoulement turbulent. La région centrale est constituée de grands tourbillons allongés suivant la direction axiale, d'un diamètre pouvant atteindre la moitié du diamètre de la conduite. Il existe à l'intérieur de ces grands tourbillons un mouvement de tourbillons de faibles dimensions. Des particules fluides, pauvres en énergie, sont ainsi entraînées vers la paroi où elles se désintègrent en plusieurs petits tourbillons sous l'effet du mouvement principal. Ce cisaillement qui se situe au niveau de la zone de transition est responsable de la majeure partie de la production d'énergie turbulente. En effet, le maximum de production se situe à $y_+ = 12$ [8]. Par contre, dans la zone centrale, il y a peu de variations de l'intensité de la turbulence, ce qui permet de supposer que la viscosité turbulente est pratiquement constante.

Cette description de la structure de l'écoulement turbulent donne une vue d'ensemble des phénomènes. Nous allons maintenant examiner en détail les différentes zones.

2.2 - SOUS-COUCHE VISQUEUSE

2.2.1 - Problème dynamique

Bernoulli en 1738, exprima l'idée qu'un fluide réel ne pouvait glisser sur une paroi. Plus de 150 ans plus tard Prandtl développa une théorie fondée sur l'existence d'une zone près de la paroi, dans laquelle l'écoulement serait laminaire. Dès cet instant, l'existence de cette sous-couche fut acceptée largement. En 1920, Stanton et Al [9] déclarait avoir mesuré le profil de vitesse très près de la paroi et concluait à l'existence d'un profil linéaire de vitesse. Les énormes difficultés associées à toutes mesures dans cette région font qu'en 1949, Miller [10] mettait toujours en doute l'existence de cette sous-couche.

Les mesures de Klebanoff [11] en 1954, mettent en évidence des fluctuations turbulentes dans la zone considérée comme laminaire. D'ailleurs, Fage et Townend [12] avaient observé au microscope un mouvement sinueux de petites particules dans la sous-couche. Ils n'avaient cependant noté aucun échange radial. Il semble donc plus justifié de parler de sous-couches visqueuses que de sous-couches laminaires.

Tout récemment, les travaux remarquables de Popovich et Hummel [13] ont augmenté considérablement nos connaissances des propriétés de cette région de l'écoulement. Ils ont mis en évidence les faits suivants :

- La vitesse dans la sous-couche visqueuse et l'épaisseur de cette dernière varient avec le temps.

- L'épaisseur moyenne de la sous-couche correspond à $y_+ = 6,2$, alors que l'épaisseur la plus probable se situe à $y_+ = 4,3$.

- Il existe une zone s'étendant jusqu'à $y_+ = 1,6 \pm 0,4$ dans laquelle le gradient de vitesse est strictement linéaire avec une pente variable dans le temps.

- La distance minimum à laquelle les tourbillons s'approchent de la paroi correspond à $y_+ = 2,1$. La distance moyenne des tourbillons par rapport à la paroi correspond à $y_+ = 5,05$.

- Il existe un point situé à $y_+ = 12$ où le gradient de vitesse change brusquement ou disparaît complètement.

Il semble donc que l'approche de Dankwerts et Hanratty [14], qui considèrent une sous-couche qui se détache et se rattache continuellement à la paroi, soit tout à fait justifiée. Il s'agirait donc, comme le préconisent Einstein et Li [15], d'une couche laminaire qui se forme jusqu'au moment où elle atteint une épaisseur telle qu'elle se brise en tourbillons sous l'effet des perturbations extérieures. Le processus se renouvelle immédiatement après cette détérioration.

En ce qui nous concerne, nous admettrons l'existence d'une zone près de la paroi s'étendant jusqu'à $y_+ = 5,0$, dans laquelle la distribution de vitesse est donnée par :

$$\boxed{U_+ = y_+}$$

2.2.2 - Problème thermique

Pour les écoulements de fluide présentant un nombre de Prandtl élevé (par opposition aux métaux liquides), la résistance au transfert de la chaleur, est concentrée dans cette zone. En effet, plus le nombre de Prandtl est élevé, plus la conductibilité du fluide diminue ; de telle sorte que la présence d'une zone à caractère laminaire nuit énormément

au transfert de chaleur. La présence de tourbillons près de la paroi prend donc de l'importance avec l'augmentation du nombre de Prandtl.

Dans cette sous-couche, le profil adimensionnel de températures s'obtient de la relation suivante :

$$\theta_+ = y_+ \, Pr$$

Taccoen [16] a montré que pour les métaux liquides, cette loi est vérifiée jusqu'à $y_+ Pr = 1$ soit approximativement $y_+ = 100$. Pour les nombres de Prandtl voisins de l'unité, elle l'est jusqu'à $y_+ = 5$.

Janberg [17] trouve une limite se situant à $y_+ = 2,0$ pour des nombres de Prandtl de l'ordre de 140. Il semble probable que l'épaisseur de la sous-couche thermique tende vers une limite se situant à $y_+ = 1,6 \pm 0,4$ pour des nombres de Prandtl très élevés.

2.3 - ZONE DE TRANSITION

2.3.1 - Problème dynamique

Il existe une zone de raccordement entre les deux que nous appelons zone de transition. Cette zone s'étend de $y_+ = 5,0$ jusqu'à $y_+ = 30,0$. Popovich et Hummel [13] ont trouvé que pour $y_+ = 34,6$ l'écoulement est essentiellement turbulent. Ils ont noté également de fortes perturbations de l'écoulement dans la zone de transition. Ceci est à rapprocher des constatations de Hinze, qui situe le maximum de production d'énergie turbulente à $y_+ = 12,0$. Il est intéressant de noter que Popovich et Hummel ont observé un point singulier dans la distribution de vitesse pour la même valeur de y_+. En résumé, il s'agit d'une zone de fortes perturbations dans laquelle le cisaillement entre l'écoulement principal et la zone visqueuse engendre un maximum de production d'énergie cinétique de turbulence.

Parmi toutes les formulations proposées pour décrire le profil de vitesse, nous avons retenu celle de Rannie [19] :

$$U_+ = 14,54 \tan h \ (0,0688 \ y_+)$$

2.3.2 - Problème thermique

Il n'existe pas de résultats expérimentaux en nombre suffisant pour décrire les phénomènes de transfert dans cette région de l'écoulement.

2.4 - ZONE LOGARITHMIQUE

2.4.1 - Problème dynamique

Dans cette région qui constitue la partie véritablement turbulente de la zone contrôlée par la paroi, la distribution de vitesse moyenne est décrite d'une manière satisfaisante par une loi logarithmique de la forme :

$$U_+ = A \log_{10} y_+ + B$$

Il semble acquis actuellement que la valeur de A est égale à 5,65 pour un écoulement en conduite cylindrique. La valeur de B se situerait entre 4,8 et 5,5. Nous admet-

trons donc ces valeurs, avec comme limite de la zone logarithmique $y_+ = 30$ et $y_+ = 0{,}2\, R_{e*}$.

2.4.2 - Problème thermique

Dans le chapitre précédent, nous avons conclu à l'existence d'une zone dans laquelle la distribution de températures adimensionnelles est donnée par :

$$\theta_+ = A_\theta \log_{10} y_+ + B_\theta$$

Les valeurs de A_θ et B_θ obtenues par les différents chercheurs sont présentées dans le tableau 2.1. Il existe une dispersion très importante des valeurs de A_θ. Ces écarts sont dûs aux énormes difficultés de mesures. En outre, plusieurs de ces études ont été effectuées à des nombres de Reynolds inférieurs à 75 000. Dans ce cas, la zone logarithmique est très étroite et de plus, il n'est pas certain que le coefficient A_θ soit indépendant du nombre de Reynolds.

Valeurs des coefficients de la loi logarithmique — Tableau 2.1

Prandtl	Références	A_θ	B_θ	Re ou Pr
0,006 Pr 0,027	21	5,75	2,5 log Pr -1	20 < Pr < 700
0,7	22	5,00	3,8	8 100 < Re < 77 000
0,7	23	4,5	3,8	34 000 < Re < 76 000
0,7	20	5,05	3,3	17 000 < Re < 70 000
0,7	24	5,05	3,96	70 000
			4,50	560 000
0,7	25	5,34	2,80	
0,7	26	5,0	3	95 000 < Re < 50 000
5,7	27	5,94	34,5	11 000 < Re < 43 700
7,5	2	4,85 - 5,0	47	250 000
14,3	26	5,78	76,3	13 700 < Re < 16 400
70,1	28	5	3,5 × Pr	70 000

D'ailleurs Hanratty [20] avait trouvé une évolution de la valeur de A_θ en fonction du nombre de Reynolds comme le montre le tableau 2.2.

Résumé des valeurs de A_θ et B_θ obtenues par Hanratty [20] — Tableau 2.2

Re	A_θ	B_θ
18 000	5,52	3,06
25 000	5,23	3,03
35 000	5,14	3,26
50 000	5,02	3,26
71 000	4,96	3,72

2.5 - ZONE CENTRALE

2.5.1 - Problème dynamique

Dans cette zone, nous pouvons supposer que la viscosité turbulente est constante. C'est ainsi que Hinze [7] s'appuyant sur les résultats de Laufer pour la viscosité turbulente a obtenu une relation de la forme :

$$\frac{\bar{U}_{max} - \bar{U}_x}{u_*} = 7,2 \left(1 - \frac{y}{r}\right)^2$$

Taccoen [29] obtient pour un écoulement d'air un facteur égal à 7,6.

La valeur de "n" dans l'expression :

$$\frac{\bar{U}_X - \bar{U}_{max}}{u_*} = K(1 - Y')^n$$

n'est pas exactement égale à 2,0. Plusieurs auteurs, dont Nikuradse, Nunner, Laufer, Deissler, Reichardt et Page, trouvent des valeurs de "n" se situant entre 1,4 et 2,0. Etant donné la précision des mesures, il semble tout à fait justifié d'utiliser une valeur de "n" égale à 2,0 pour représenter la répartition de vitesse. Il faut noter que cette loi est très délicate à obtenir étant donné que :

- la symétrie de révolution est très difficile à réaliser.
- la valeur de $\frac{\bar{U}_{max} - \bar{U}_X}{u_*}$ est très faible.

2.5.2 - Problème thermique

Une fois de plus, nous disposons d'un faible nombre de résultats expérimentaux sur la distribution de la température moyenne dans cette zone. Il semble cependant que la loi soit du type :

$$\bar{\theta}_{1+} - \bar{\theta}_+ = K_1 \left(\frac{r}{r_o}\right)^2$$

avec :

$$\bar{\theta}_{1+} = \frac{\bar{T}_p - \bar{T}_1}{\theta_*}$$

Fortier [4] mentionne une valeur de K_1 égale à 6,0.

Chapitre III

Installation d'essai

3.1 - GÉNÉRALITÉS

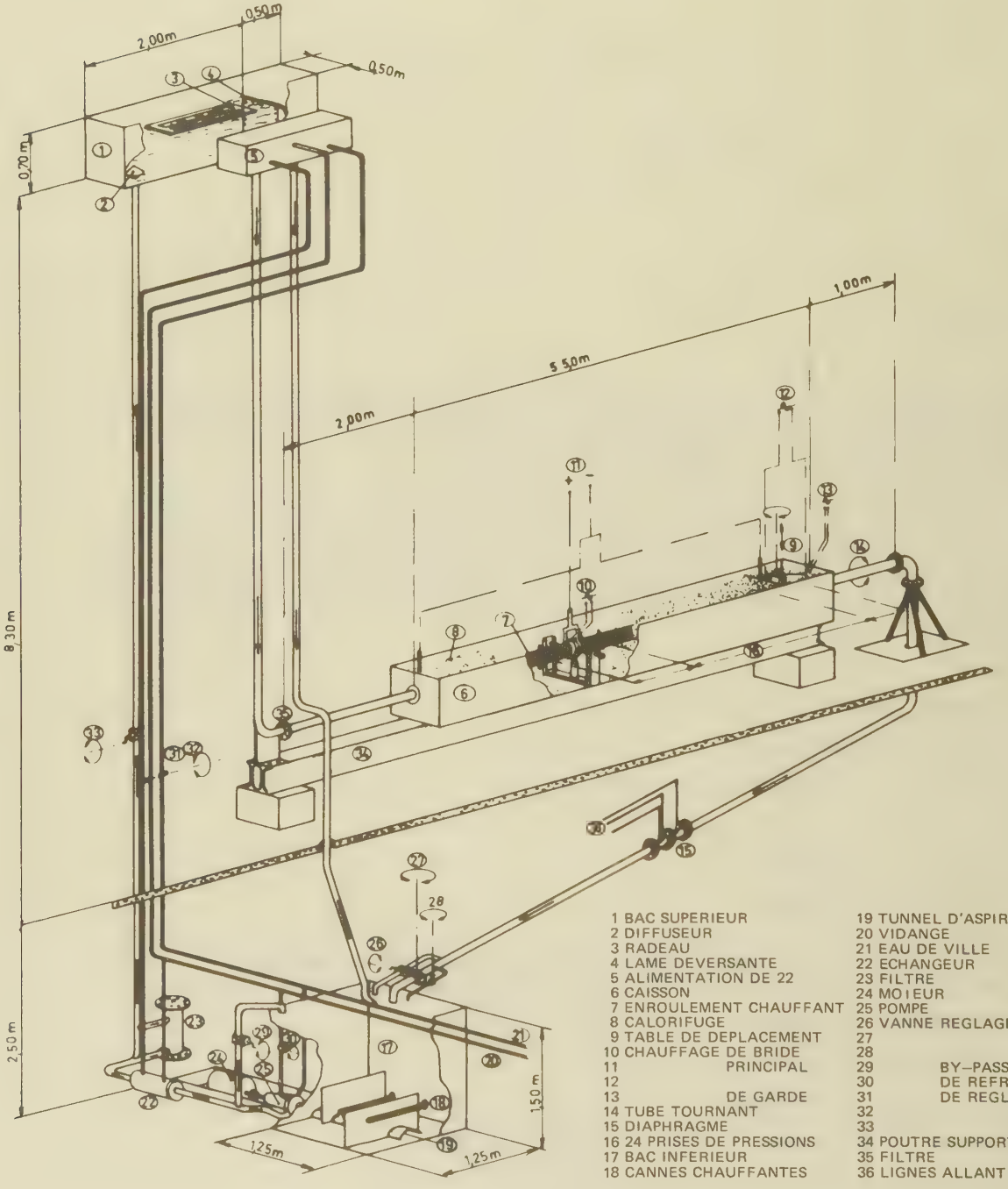
Nous avons établi précédemment que la résolution théorique des équations générales, régissant les phénomènes de transfert en écoulement turbulent, est dans l'état actuel de nos connaissances, impossible. Il faut donc recourir à des solutions semi-empiriques, qui reposent principalement sur des résultats expérimentaux.

L'objet de cette étude est d'accroître, voire même d'améliorer, les données expérimentales dans ce domaine. A cette fin, nous avons construit une soufflerie à eau permettant d'étudier les profils de températures dans une conduite cylindrique. Lors de l'avant-projet, nous avons tenté de respecter au maximum les hypothèses exposées au chapitre 2. De plus, nous avons défini une instrumentation suffisamment élaborée pour effectuer avec précision les mesures suivantes :

- Débit,
- Perte de pression,
- Profil de vitesses,
- Vérification de la symétrie de l'écoulement,
- Flux de chaleur,
- Température de paroi,
- Profil de température.

Les problèmes de réalisation technique, ainsi que des raisons budgétaires, nous ont conduit à fixer les conditions de service suivantes, valables dans la section d'essai :

- Température de paroi : 65°C,
- Température moyenne de l'eau : 60°C,
- Diamètre de la conduite : 0,1 m,
- Nombres de Reynolds : 75 000 à 250 000,
- Vitesses : 0,36 m/s à 1,19 m/s,
- Débits : 2,7 kg/s à 9,1 kg/s,
- Flux thermique maximum : 26 kW/m^2,
- Nombre de Prandtl : 3,0.



1 BAC SUPERIEUR
2 DIFFUSEUR
3 RADEAU
4 LAME DEVERSANTE
5 ALIMENTATION DE 22
6 CAISSON
7 ENROULEMENT CHAUFFANT
8 CALORIFUGE
9 TABLE DE DEPLACEMENT
10 CHAUFFAGE DE BRIDE
11 PRINCIPAL
12
13 DE GARDE
14 TUBE TOURNANT
15 DIAPHRAGME
16 24 PRISES DE PRESSIONS
17 BAC INFERIEUR
18 CANNES CHAUFFANTES
19 TUNNEL D'ASPIRATION
20 VIDANGE
21 EAU DE VILLE
22 ECHANGEUR
23 FILTRE
24 MOTEUR
25 POMPE
26 VANNE REGLAGE MOYEN
27 FORT
28 FIN
29 BY–PASS
30 DE REFROIDISSEMENT POMPE
31 DE REGLAGE DE L'ALIMENTATION D
32 BAC ECHANGEUR
33 BAC SUPERIEUR
34 POUTRE SUPPORT
35 FILTRE
36 LIGNES ALLANT VERS MANOMETRE

Figure 3-1

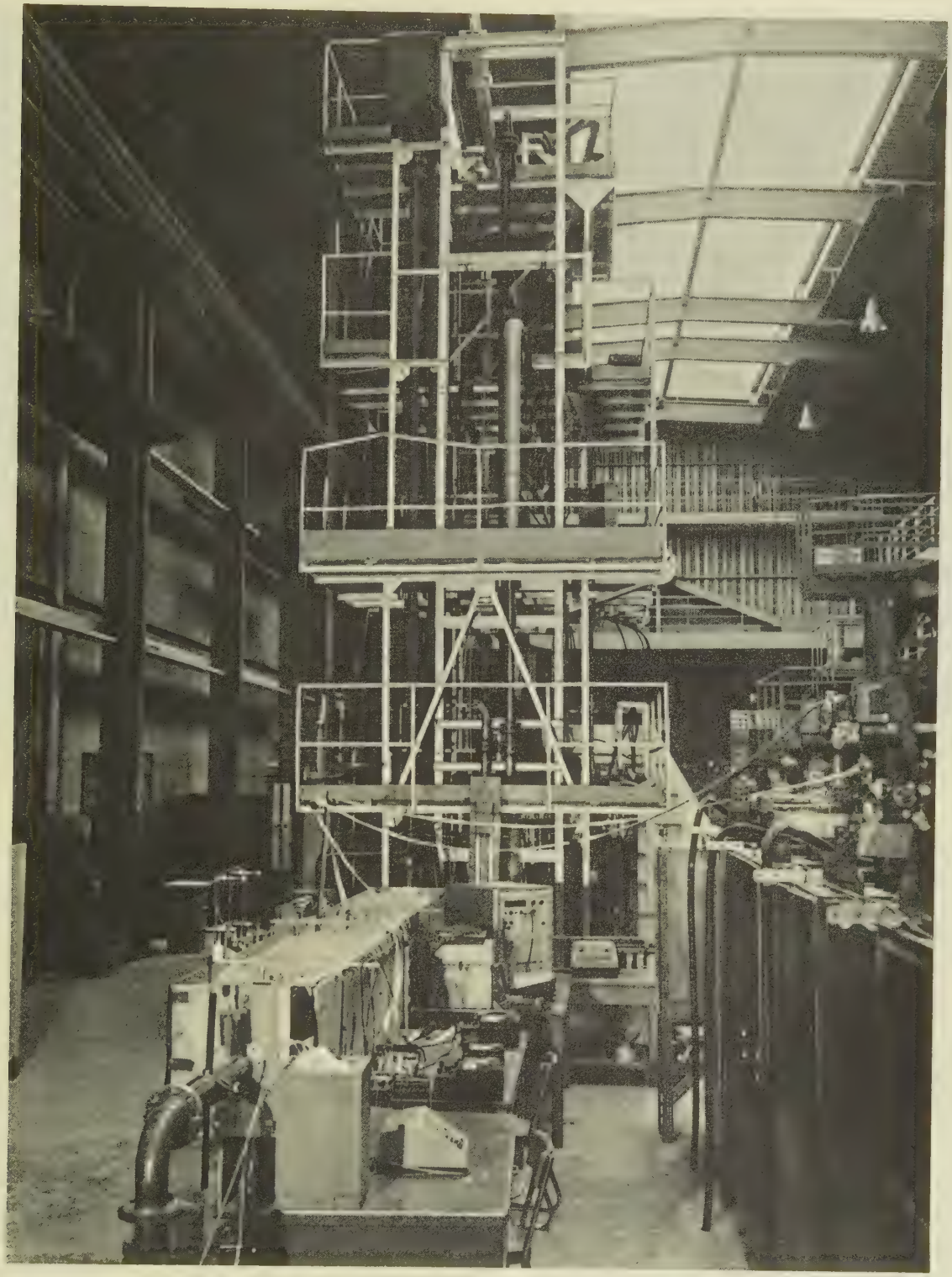


Photo 3.1 - Vue générale de l'installation supérieure

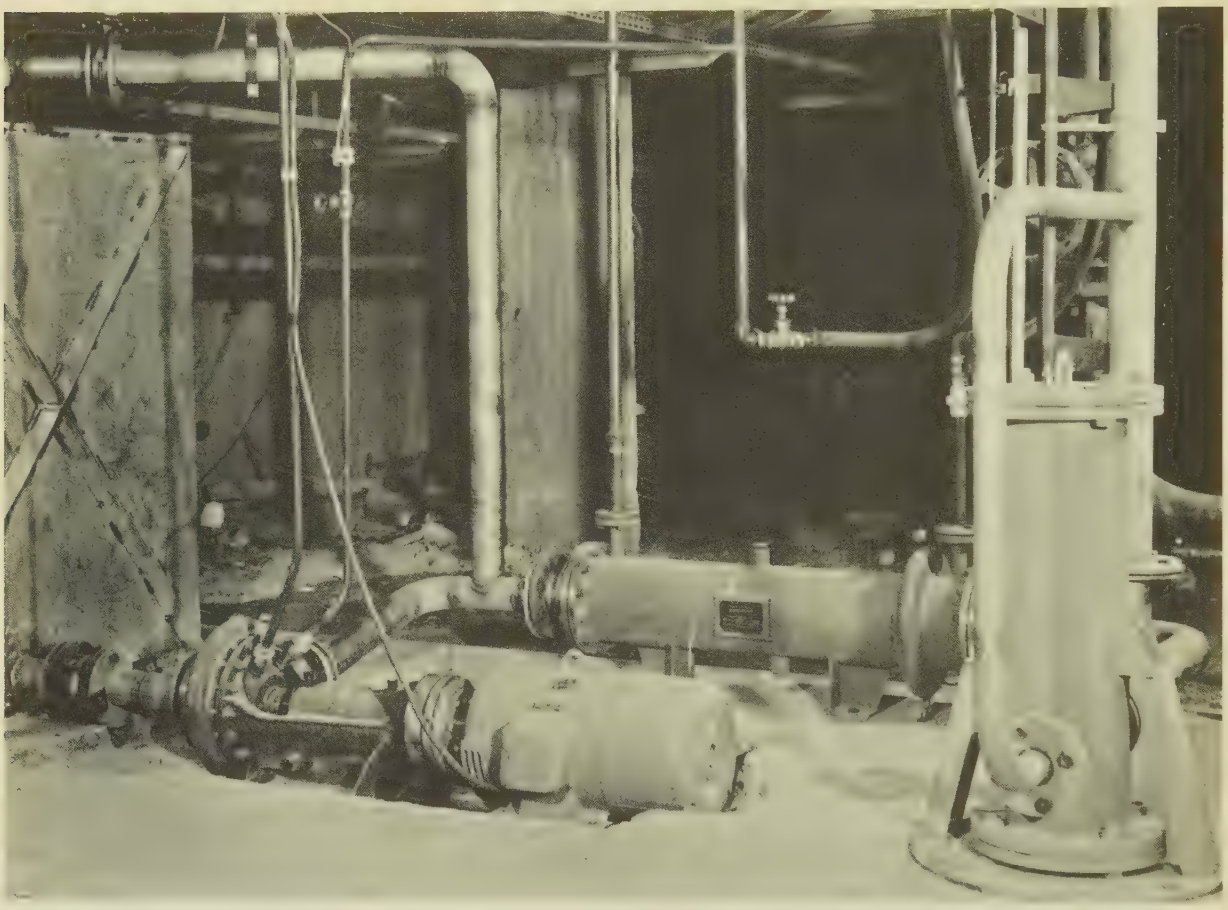


Photo 3.2 - Vue du bac inférieur, de la pompe, de l'échangeur et du filtre.

L'étude préliminaire a montré qu'il était préférable d'opérer en circuit fermé avec de l'eau déminéralisée. Le débit est assuré par une hauteur de charge constante, autorégulée par un bac à lame déversante. La puissance est dissipée dans un échangeur de chaleur alimenté en eau de ville. Nous allons maintenant examiner en détail les différentes parties de cette installation.

3.2 - DESCRIPTION DE L'INSTALLATION D'ESSAI

Il est à noter que tous les composants en contact avec l'eau, sont en acier inoxydable, ce qui réduit au minimum les risques de corrosion. La figure 3.1 représente schématiquement l'ensemble de l'installation. Les photos 3.1 et 3.2 en donnent une vue générale.

3.2.1 - Bac inférieur (17)*

Le bac inférieur est un réservoir de 1,25 × 1,25 × 1,50 mètres fermé et comprenant :

---

* Numéro correspondant à la figure 3.1.

- 2 cannes chauffantes (18) d'une puissance électrique de 15 kW chacune. L'une est branchée sur un auto-transformateur qui assure un réglage à distance de la puissance. L'autre est reliée à un régulateur qui permet de maintenir l'eau à la température de service lors des arrêts de l'installation.

- un indicateur de niveau "Electrowell" avec lecture à distance.

- un thermomètre (précision ± 1/20° C).

- un circuit de remplissage relié à la chaîne de déminéralisation du Centre de Recherches de Chatou. Il peut être branché au circuit par l'intermédiaire de la vanne (28) ce qui permet de remplir l'installation par la partie inférieure, facilitant ainsi la purge de l'ensemble.

- un circuit de vidange relié à l'égoût.

3.2.2 - Pompe (25)

C'est une pompe centrifuge "Salmson" qui fournit un débit de 70 m^3/h sous une hauteur manométrique de 55 mètres d'eau. Cette pompe est entraînée par un moteur de 25 ch Le refroidissement du palier de la pompe est assuré par circulation d'eau de ville.

3.2.3 - Échangeur de chaleur (22)

Cet échangeur à corps tubulaire assure le refroidissement de l'eau déminéralisée à l'aide d'eau de ville. L'écoulement est méthodique, l'eau déminéralisée circule à l'intérieur des tubes d'échange, l'eau de ville à l'extérieur.

- Eau déminéralisée :

  . puissance à dissiper : 79 kW,

  . température d'entrée : 59,8° C,

  . température de sortie : 58,5° C,

  . débit : 52 m^3/h,

  . pression de service : 4 bar.

- Eau de refroidissement :

  . température d'entrée : 20° C,

  . température de sortie : 37° C,

  . débit : 4 m^3/h,

  . pression de service : 2 bar.

L'alimentation en eau de ville se fait par l'intermédiaire d'un bac à niveau constant (5), ce qui assure un débit stable. La variation de la température de l'eau de ville, au cours d'une période de fonctionnement de trois heures, est négligeable.

3.2.4 - Filtre (23)

Ce filtre est constitué d'une cartouche en papier, imprégnée de résine synthétique. La porosité est de 5 microns et le débit maximum d'eau filtrée est de 4 m^3/h. En conséquence, ce filtre est monté sur un circuit de dérivation.

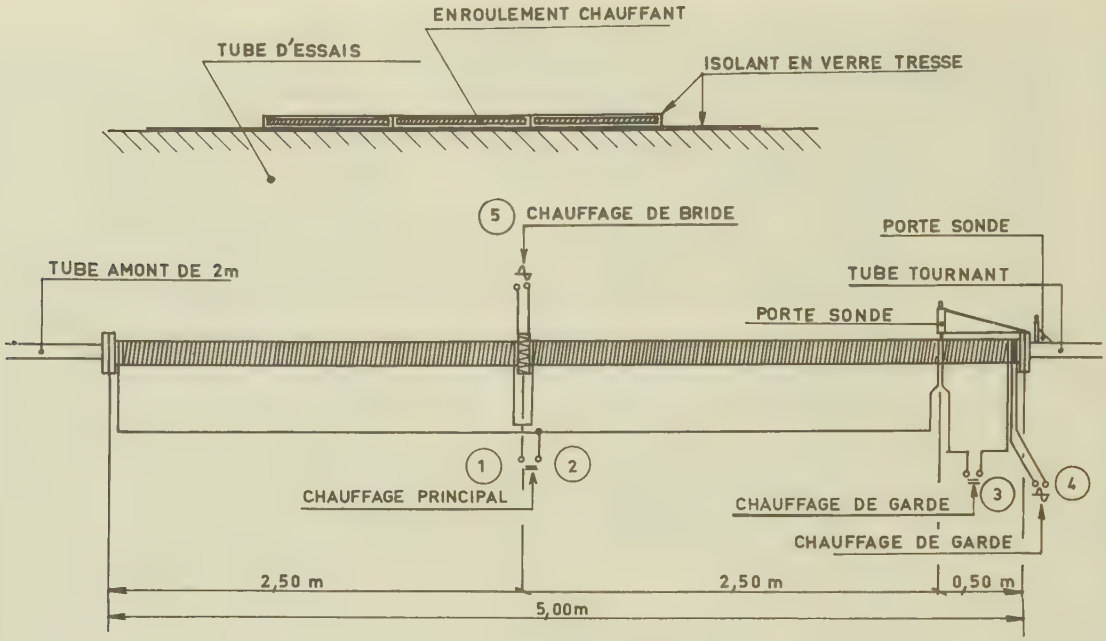


Figure 3.2 - Détails et répartition du chauffage

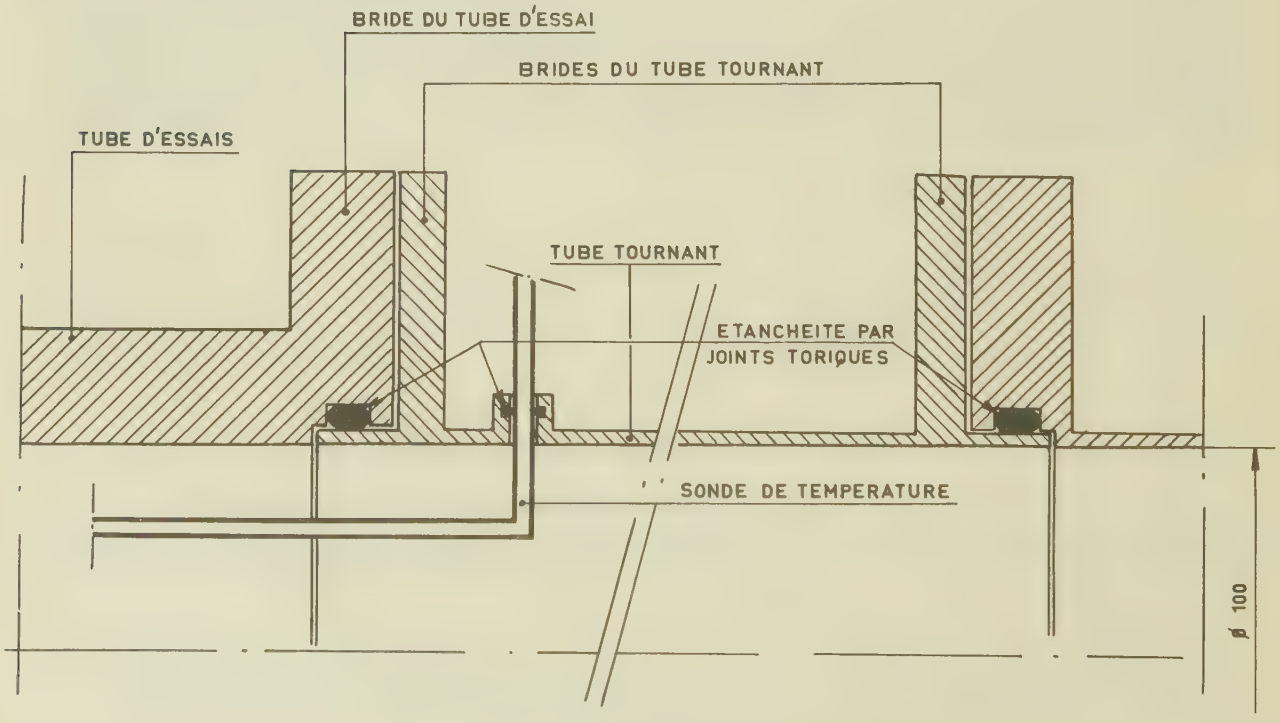


Figure 3.3 - 1/2 coupe longitudinale du tube tournant

3.2.5 - Bac supérieur (9)

Le bac supérieur est un bac déversoir du type Rehbock à mince paroi et à lame aérée. Les variations du niveau d'eau n'excèdent pas 5 millimètres (pour une hauteur totale de 8 mètres). Des déflecteurs et un radeau flottant assurent une bonne tranquillisation. Le retour du trop plein se fait directement dans le bac inférieur.

3.2.6 - Tronçon d'essai (fig. 3.2)

Le tronçon d'essai est constitué de deux tubes, d'une longueur totale de 5,5 mètres. Chaque tube fut carotté "alésé" puis rodé après assemblage au diamètre ϕ 100 mm + 0,035. L'épaisseur de la paroi est de 22,5 mm et la hauteur moyenne des aspérités est de l'ordre de quelques microns. Le tronçon d'essai repose sur des supports réglables, fixés à une poutre caisson très rigide reposant sur des massifs en béton. Il est précédé à l'amont d'une longueur droite de 2 mètres et suivi d'une section de 1 mètre. Cette dernière section peut tourner autour de son axe de 360°. L'étanchéité est assurée par des joints toriques telle que le montrent la figure 3.3 et la photo 3.3. Elle est équipée d'une table de déplacement "Micro Control" qui possède une course de 60 mm et une précision de ± 0,01 mm.

3.2.7 - Diaphragme (15) photo 3.4

Le diaphragme défini suivant la norme I.S.O. fut étalonné au Laboratoire National d'Hydraulique. Nous fournissons en annexe A une description de l'installation utilisée pour l'étalonnage ainsi que les résultats obtenus. Le diaphragme est précédé d'une longueur droite de plus de 6 mètres et suivi d'une longueur droite de 4 mètres. L'étalonnage fut réalisé avec ces longueurs droites.

3.2.8 - Vannes de réglage

Les vannes de réglage réalisées par la Société AMRI sont du type papillon. Elles sont munies d'un démultiplicateur 20 tours permettant un réglage fin. Le débit désiré dans la section d'essai, est obtenu en agissant sur une vanne de diamètre ϕ 100 mm, une vanne ϕ 50 mm et une petite vanne à pointeau. Ainsi, nous pouvons éviter certaines ouvertures qui introduisent des fluctuations de débit.

3.3 - CHAUFFAGE DE TUBE (fig. 3.2)

Le chauffage du tube doit assurer un flux thermique constant à la paroi. Or, il s'avère très difficile de remplir cette condition tout en réalisant une instrumentation complète. Ceci principalement lorsque le flux de chaleur est important.

Lors de l'avant-projet, nous avons étudié trois modes de chauffage :

- chauffage par effet Joule en utilisant le tube lui-même comme résistance électrique ;
- chauffage par circulation de fluide à l'extérieur du tube ;
- chauffage par effet Joule dans une résistance électrique enroulée autour du tube.

Etant donné les puissances électriques nécessaires, les difficultés d'usinage du tube d'essai, le mode d'alimentation électrique disponible et l'instrumentation nécessaire, le dernier mode de chauffage nous est apparu comme étant le plus facile à réaliser. Nous

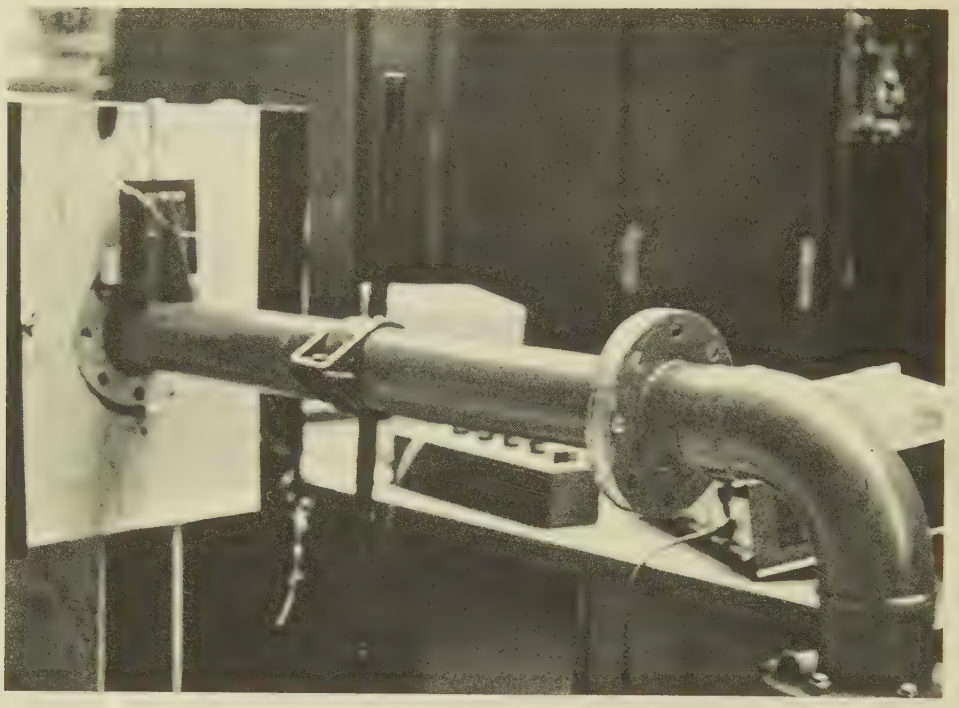


Photo 3.3 - Tube tournant

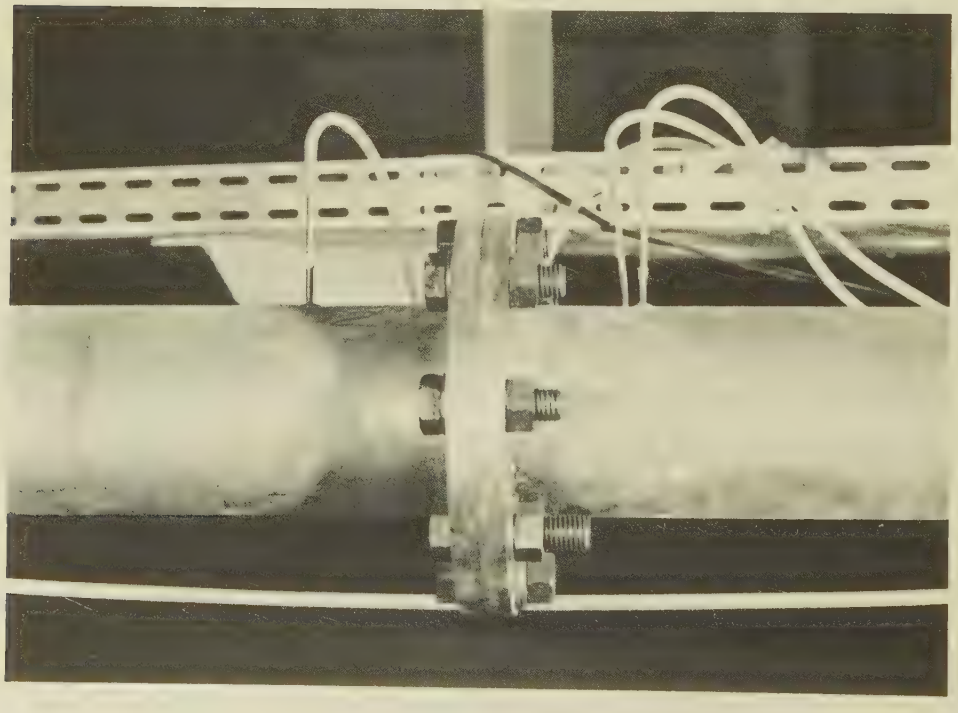
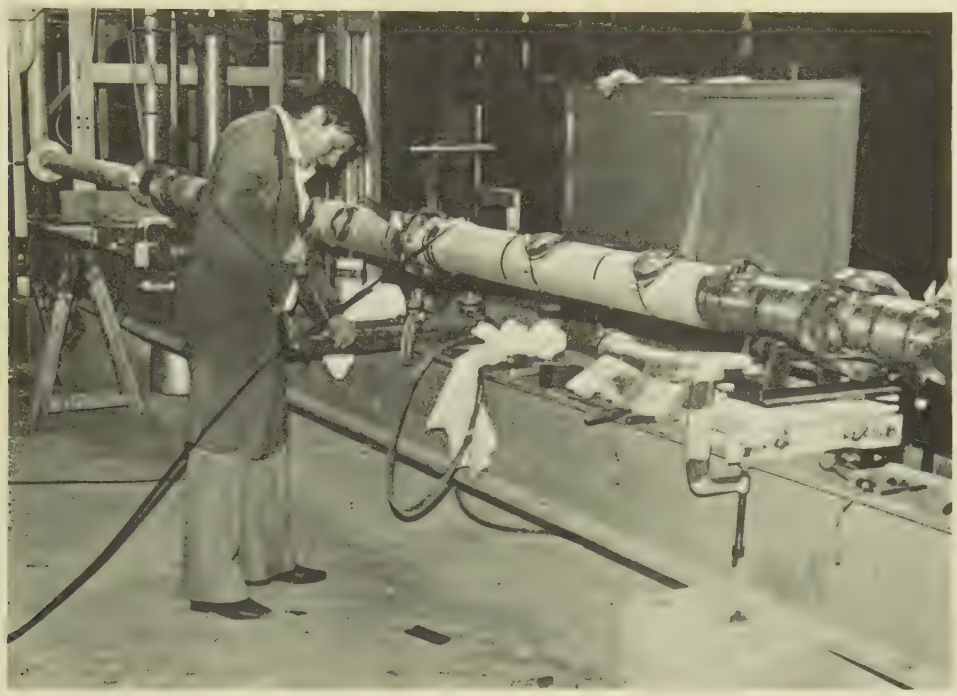
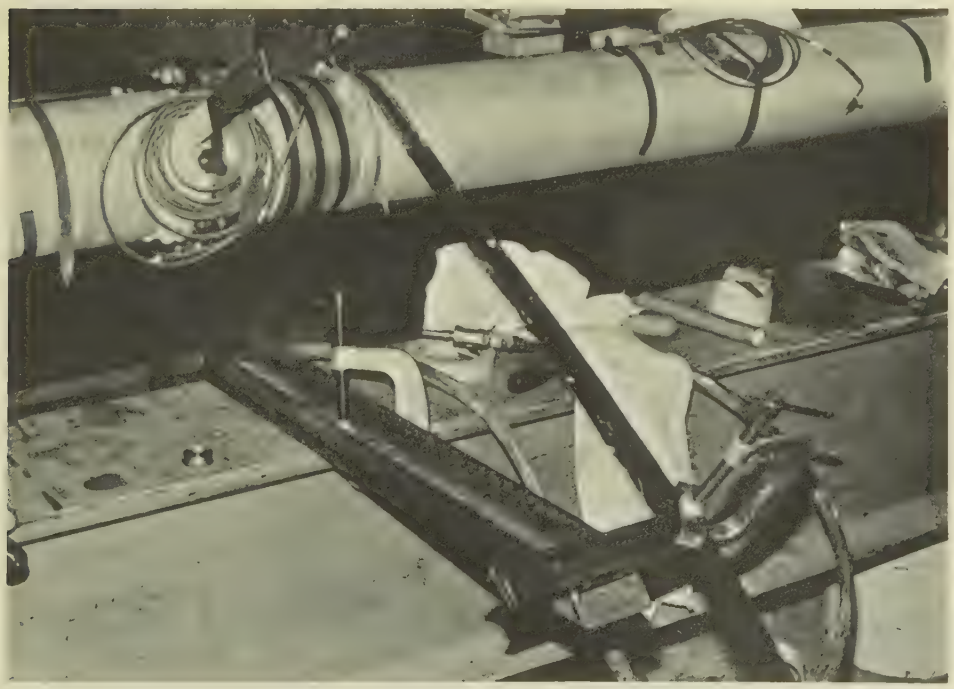
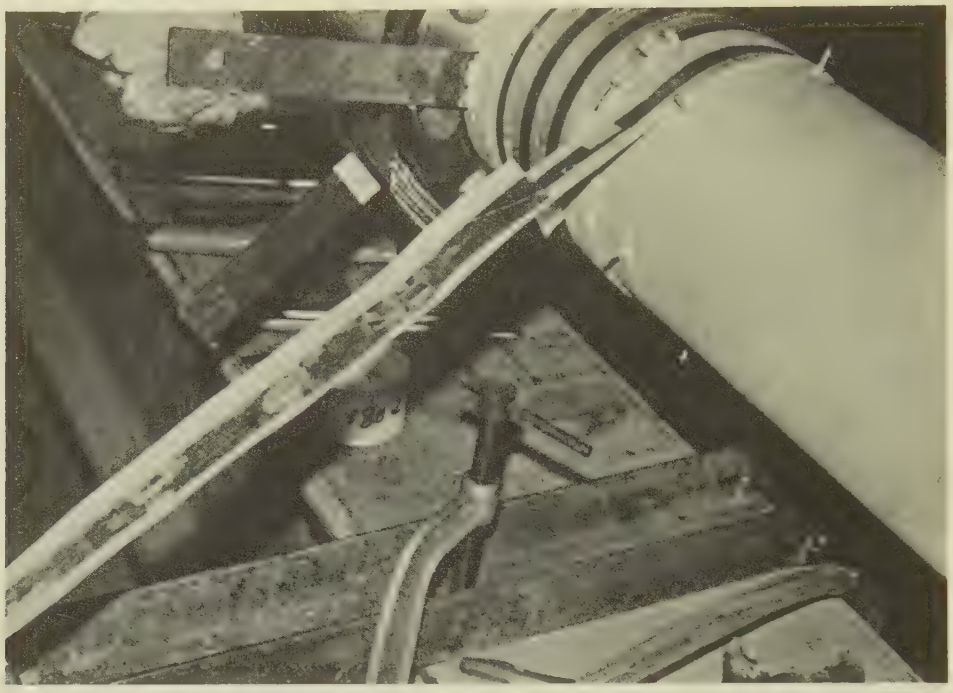


Photo 3.4 - Ensemble diaphragme prises de pression

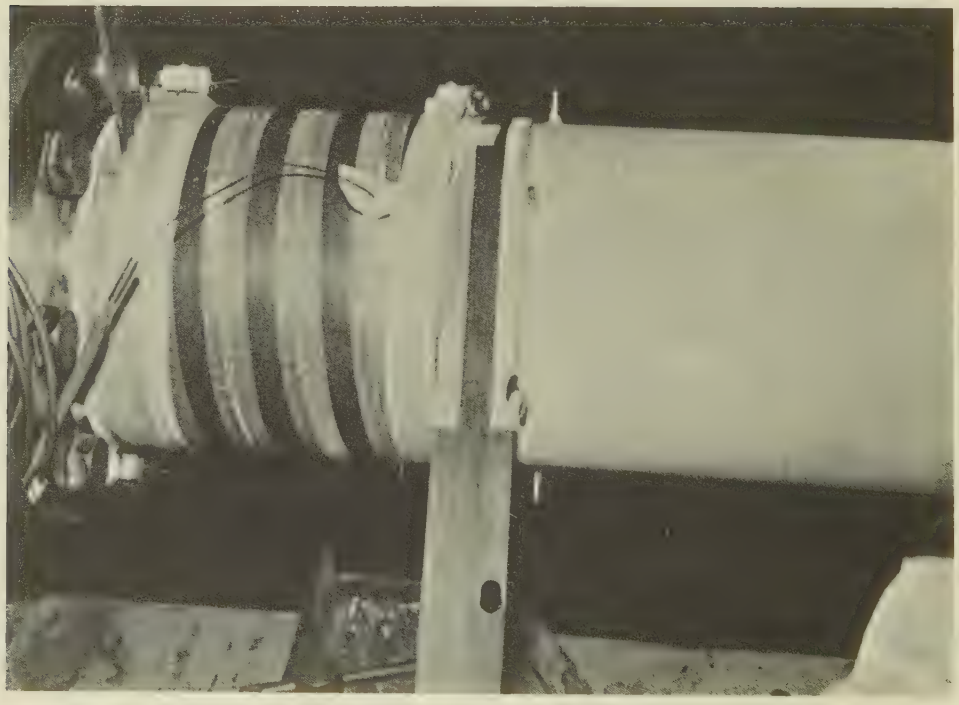


Photos 3.5 et 3.6 - Enroulement du ruban chauffant autour du tube d'essai.





Photos 3.7 et 3.8 - Détail du passage des prises de pression dans l'enroulement chauffant



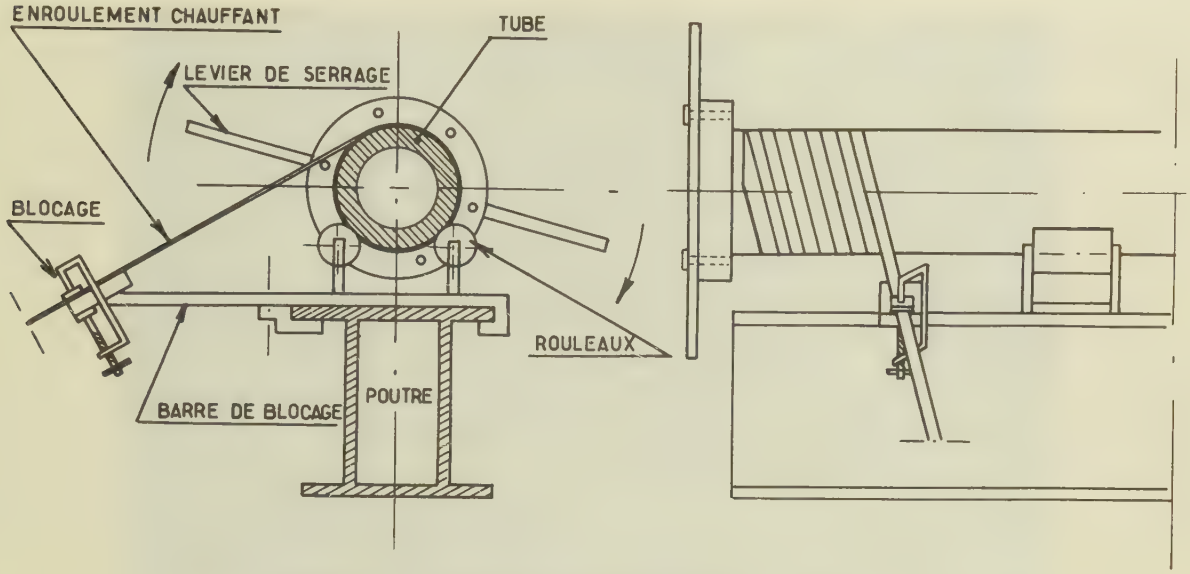


Figure 3.4 - Exécution de l'enroulement chauffant

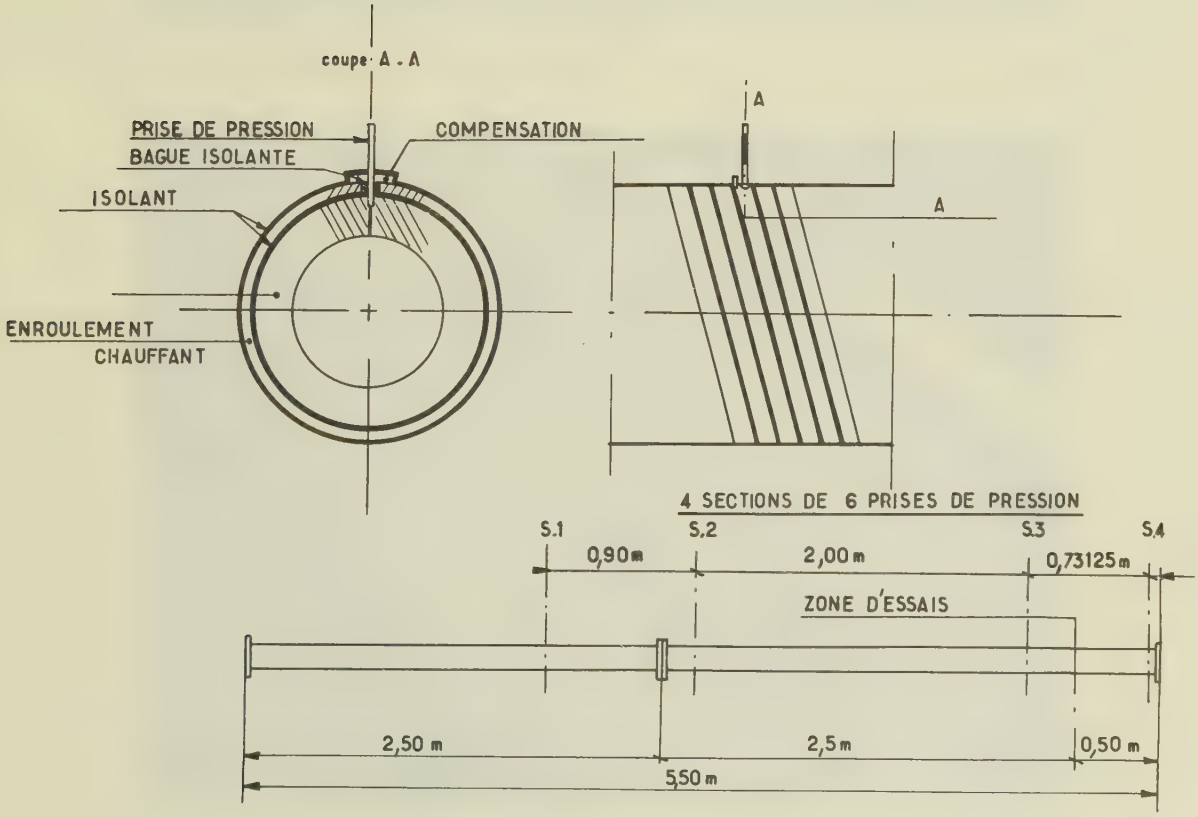
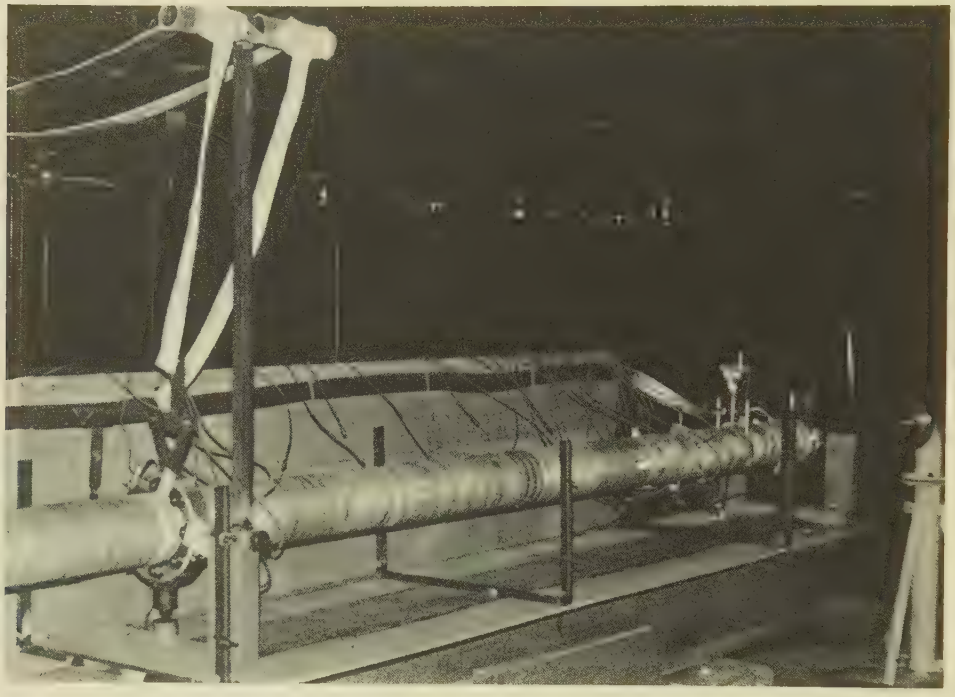


Figure 3.5 - Position des prises de pressions détail de leur passage dans l'enroulement



Photos 3.9 et 3.10 - Vue de l'ensemble du tube d'essai et de son isolement thermique

avons donc retenu la technique déjà utilisée par M. Taccoen [1], qui consiste à enrouler un ruban chauffant autour du tube. Les calculs nous ont conduit à choisir un ruban en tophet A de 30 mm de largeur et 1,30 mm d'épaisseur. L'isolement entre les spires ainsi qu'entre le tube et l'élément chauffant se fait à l'aide de tissus adhésifs en laine de verre. La figure 3.4 ainsi que les photos 3.5, 3.6 montrent le procédé d'enroulement. Le serrage du ruban sur le tube s'effectue après chaque tour et avec une force égale. Lorsqu'il nous a fallu réduire la section au passage des prises de pression et du mécanisme de déplacement, l'utilisation de compensateurs (fig. 3.5 photos 3.7 et 3.8) a permis d'éviter les points chauds. L'espace entre spires n'excède pas 2 mm. L'ensemble du système de chauffage est composé de cinq circuits. Les deux circuits principaux (1 et 2 sur la figure 3.2) ont la même résistance (environ 1 ohm) et sont alimentés en parallèle, par des transformateurs délivrant un courant continu, sous une tension maximum de 220 volts. Ces appareils alimentés par un circuit stabilisé permettent un réglage de l'ordre de 2 volts. Le circuit 3 qui sert de chauffage de garde, est également constitué d'un enroulement en tophet A (largeur 9 mm). Il possède sa propre alimentation en courant continu. Le circuit 4 est un enroulement de fil en tophet et permet de compenser les pertes aux extrémités. Le circuit 5 est constitué d'un collier chauffant, qui recouvre entièrement les brides centrales.

3.4 - ISOLEMENT THERMIQUE

L'ensemble du tronçon d'essai est contenu dans un caisson de 0,6 × 0,6 mètre rempli entièrement de calorifuge du type vermiculite (mica expansé). Photos 3.9 et 3.10.

Chapitre IV

Instrumentation

Examinons maintenant en détail l'instrumentation dont nous disposons pour effectuer les mesures. Nous tenterons également de définir la précision des appareils en vue des calculs d'erreurs.

4.1 - MESURE DU DÉBIT

La mesure du débit s'effectue à l'aide d'un diaphragme à prises de pression "Vena Contracta", calculé suivant la norme I.S.O. Il fut étalonné soigneusement, et l'écart-type sur le coefficient total de débit "α" est égal à $1,5 \times 10^{-3}$ (voir calcul d'erreur). Les prises de pression sont reliées parallèlement à un manomètre à mercure et à un manomètre à eau. La hauteur manométrique peut être lue à ± 1 mm près.

4.2 - PERTE DE PRESSION

Le tronçon d'essai possède 24 prises de pression statique, réparties dans 4 sections différentes (fig. 3.5). Ces prises d'un diamètre de 1,5 mm, furent percées avant le rodage du tube. L'examen au microscope a permis de vérifier que les prises de pression présentaient une arête à bord vif sans aucun défaut. Les prises sont reliées à des pots de purge par des tubes flexibles en matière plastique d'un diamètre intérieur de 6 mm. Les mesures sont effectuées à l'aide d'un manomètre type Fortier (photo 4.1). Le liquide manométrique utilisé est l'anisaldehyde qui présente l'avantage de fournir des déplacements 8 fois plus importants que ceux obtenus avec de l'eau. La densité de ce fluide par rapport à l'eau est approximativement de 1,125 (fig. 4.1). Compte tenu des fluctuations dues à la turbulence et des effets de viscosité dans les lignes manométriques qui perturbent le retour à la position d'équilibre, nous connaissons la hauteur manométrique à $\pm 1,5$ mm près.

4.3 - SYMÉTRIE ET PROFIL DE VITESSES

Sur le tube tournant (cf. fig. 3.3 et photo 3.3) nous disposons d'une table de déplacement (précision $\pm 0,01$ mm) qui permet d'introduire une sonde de mesures dans l'écoulement. Dans un premier temps, nous avons utilisé un tube de pression totale pour vérifier le bon comportement dynamique de la cellule. Le tube qui porte le mécanisme de déplacement peut tourner de 360°, ce qui permet de faire des mesures suivant différents diamètres. Le repérage de la paroi se fait à l'aide de jauges dé contraintes collées sur

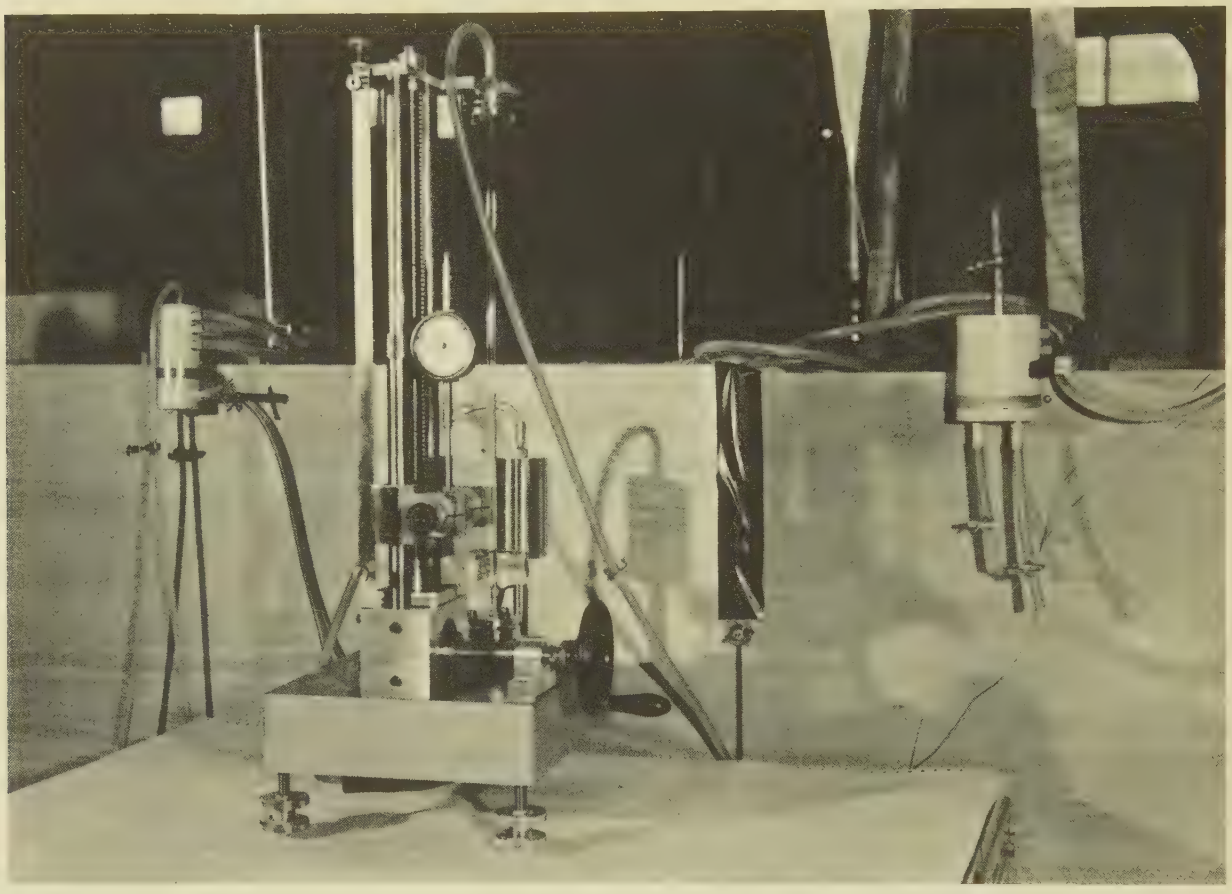


Photo 4.1 - Instrumentation pour mesurer la perte de pression

la sonde elle-même. Ces jauges reliées à un indicateur de contraintes "Peekel", permettent de mesurer les efforts induits dans la sonde, donc l'instant où nous touchons un obstacle. Les prises de pression statique à la paroi et le tube de pression totale permettent d'obtenir le profil de vitesses. Ces mesures ont été faites avec le nitrométhane (fig. 4.1) comme liquide manométrique et un manomètre type Fortier.

4.4 - FLUX DE CHALEUR

Le flux de chaleur s'obtient en divisant la puissance totale d'une résistance chauffante par la surface interne du tube correspondante. L'erreur relative sur la surface est égale à la somme des erreurs relatives commises sur le diamètre et sur la longueur. Le diamètre est connu à ± 0,01 mm, ce qui correspond à une erreur de 0,01 %, donc négligeable. La longueur recouverte par l'élément chauffant peut être mesurée directement. Il subsiste cependant une imprécision au niveau des extrémités. Nous estimons connaître la longueur à ± 30 mm, soit la largeur d'une spire de l'enroulement, ce qui correspond à une erreur de 30 × 100/2 500, soit ± 1,2 %.

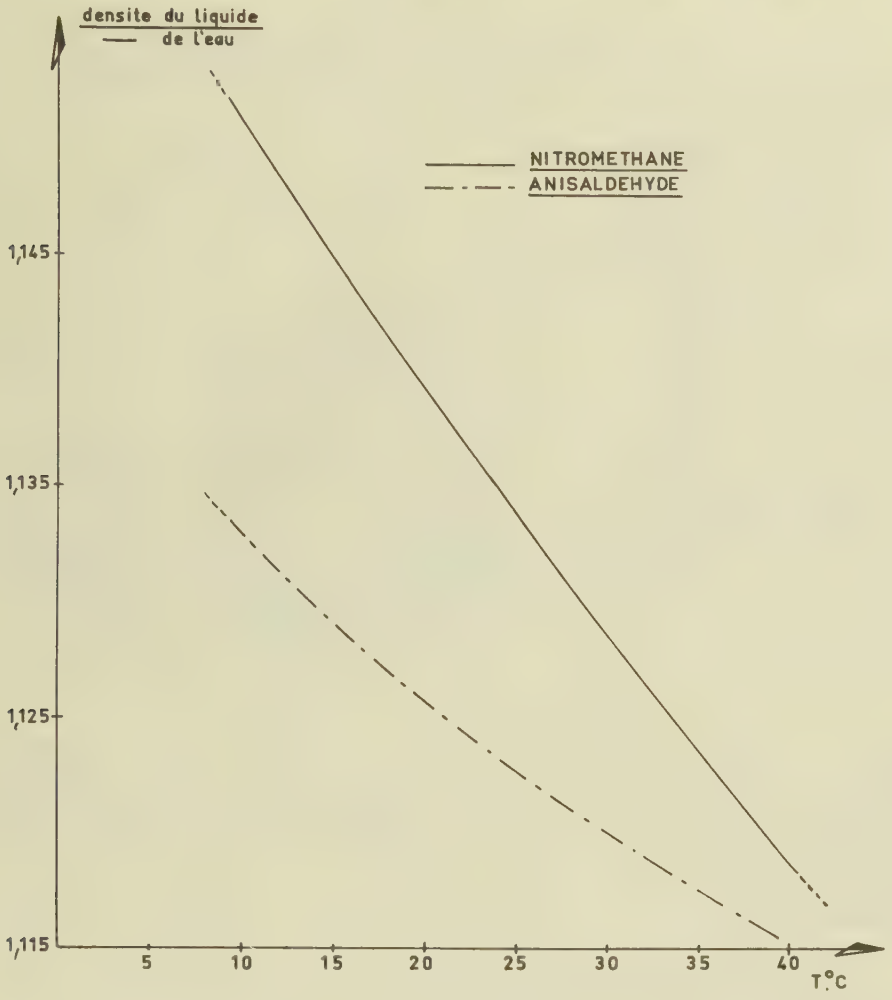


Figure 4.1

La mesure de la tension se fait à l'aide de voltmètres de classe 0,2, présentant les gammes d'opérations suivantes : 15 V, 30 V, 75 V, 150 V, 300 V. L'intensité est mesurée à l'aide d'ampèremètres de classe 1,5 pour les valeurs supérieures à 100 A, et de classe 0,5 pour les valeurs inférieures.

4.5 - BILAN THERMIQUE

Connaissant le débit et la puissance, il suffit de mesurer la température à l'amont et à l'aval pour vérifier le bilan thermique dans la section d'essai. Ces températures sont mesurées par des thermocouples et par des thermomètres gradués au 1/20°C. Les thermocouples permettent de suivre les évolutions rapides des températures au cours du temps.

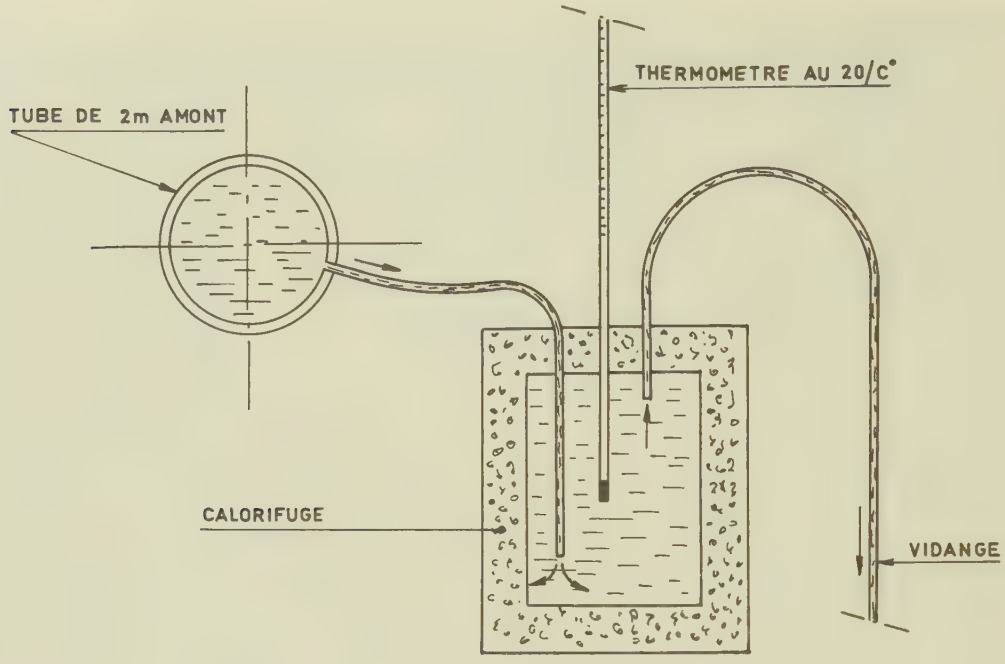


Figure 4.2 - Méthode de lecture de la température amont

La figure 4.2 indique schématiquement le procédé utilisé pour mesurer la température du fluide à l'aide d'un thermomètre. Un faible débit de fluide, prélevé dans la conduite principale, circule dans un récipient calorifugé, situé à environ 1 mètre du point de prélèvement, et retourne dans le bac inférieur. Un thermomètre plonge en permanence dans le récipient.

Ce système permet :

- d'étalonner tous les thermocouples montés sur le tube d'essai ;
- de vérifier le bilan thermique ;
- de vérifier la stabilité des températures en cours d'essai.

4.6 - TEMPÉRATURES DE PAROI

Nous disposons pour mesurer la température de la paroi extérieure du tube de 35 thermocouples (ϕ 0,5 mm). Ces thermocouples sont soudés à l'étain sur une longueur de 100 mm, dans une rainure de 0,75 mm de profondeur. Dans la section d'essai, il y a 14 de ces thermocouples. De plus, afin de vérifier le flux thermique, 2 thermocouples sont soudés de la même façon à l'intérieur du tube, à environ 200 mm de l'extrémité du tube. Ces 2 thermocouples furent soudés avant le rodage du tube pour ne pas altérer l'état de surface. Nous avons par la suite mis en place deux thermocouples à aiguille. Le premier est situé dans la section d'essai ; le second est disposé légèrement en retrait. Il s'agit de thermocouples construits suivant la figure 4.3, mais le fil reliant les deux cornes est supprimé. Le contact électrique est réalisé par la paroi elle-même. Ce type de thermocouple a été étalonné au Laboratoire de Mécanique Expérimentale des Fluides de l'Université de Paris, sur l'installation décrite par M. Che Pen Chen [2]. La figure 4.4 représente la correction à apporter pour différents flux thermiques à la paroi.

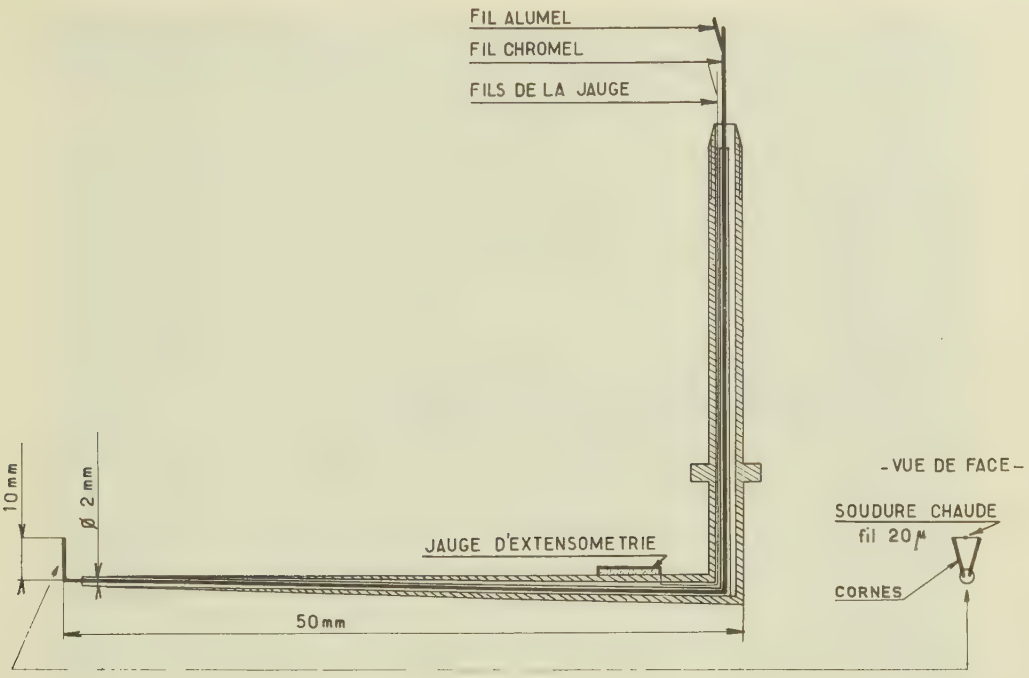


Figure 4.3 - Sonde de température

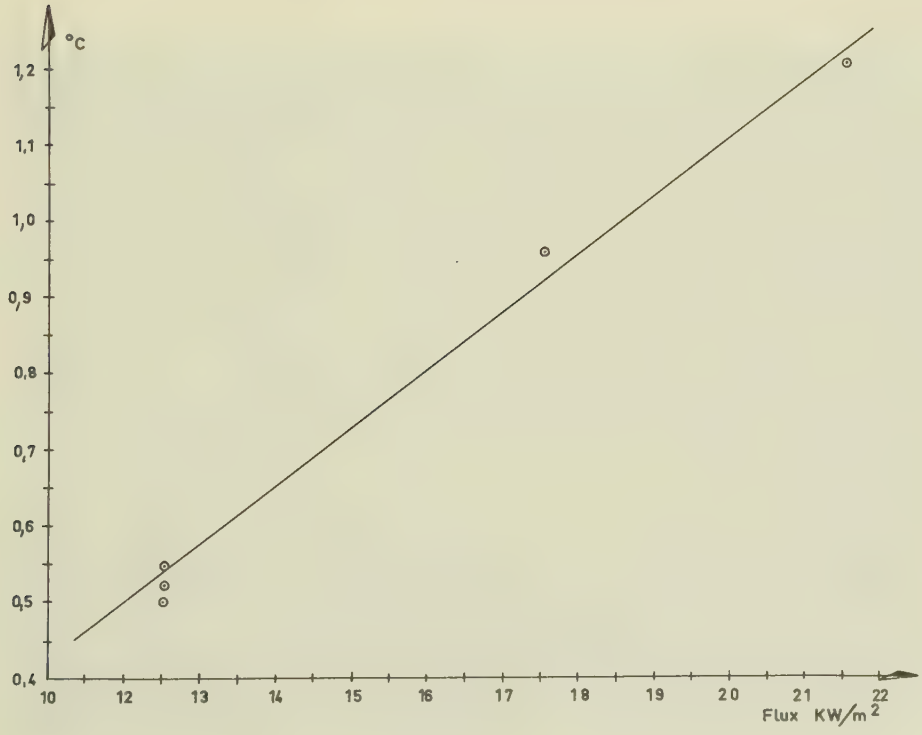


Figure 4.4 - Courbe d'étalonnage du thermocouple à aiguille

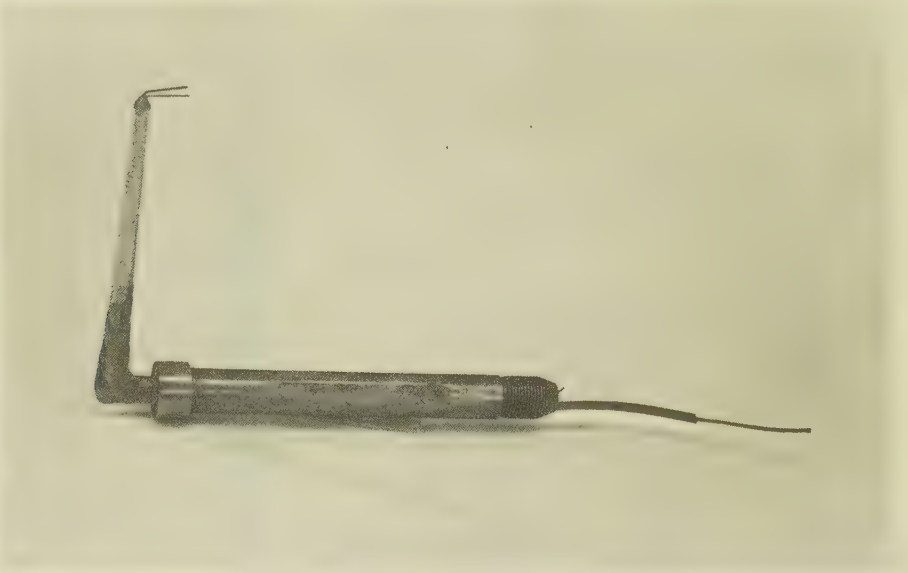


Photo 4.2 - Sonde de température

4.7 - PROFIL DE TEMPÉRATURES

Pour obtenir le profil de température suivant un diamètre donné, il faut connaître la distance à la paroi et la température moyenne du fluide en un point donné. Nous allons décrire l'instrumentation dont nous disposons pour effectuer ces deux mesures.

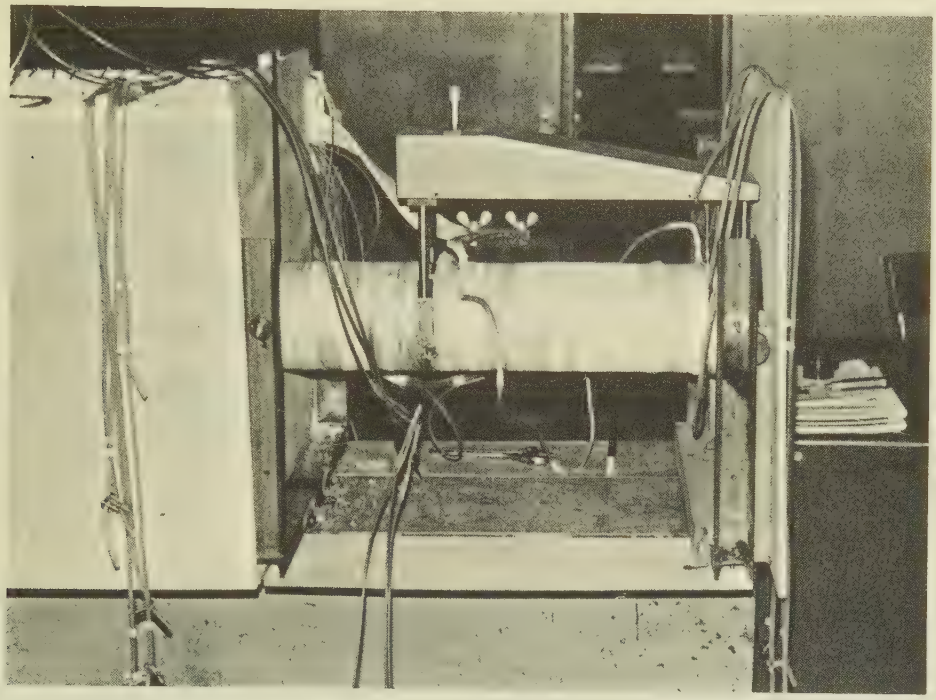
4.7.1 - Température du fluide

La mesure de la température locale du fluide se fait à l'aide de la sonde représentée sur la figure 4.3 et la photo 4.2. Le diamètre de la soudure chaude (chromel - alumel) a pour valeur 60μ à 80μ. L'écartement des cornes qui portent la soudure chaude est de l'ordre de 4 mm.

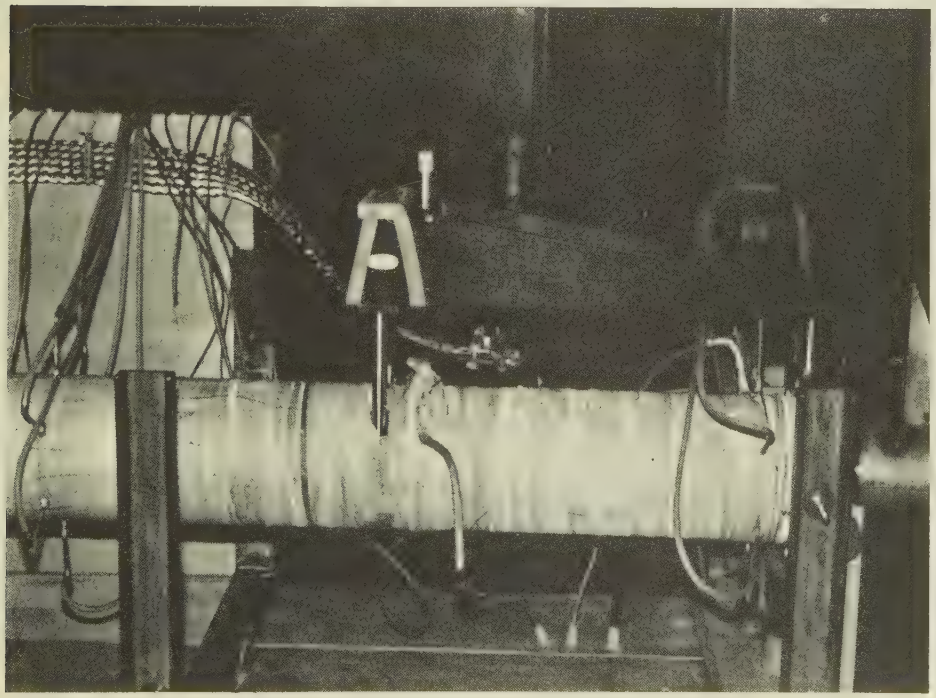
4.7.2 - Distance à la paroi

Le déplacement de la sonde se fait à l'aide du mécanisme représenté sur la figure 4.5 et les photos 4.3 et 4.4. Ce mécanisme fut réalisé complètement par la société "Micro-Control". En plus de sa grande robustesse, cet ensemble présente l'avantage de perturber au minimum le chauffage. En effet, il ne possède que trois points d'appui dont deux seulement à proximité de la section d'essai. Ces points d'appui sont constitués de tiges de diamètre 12 mm, qu'il fut aisé de contourner avec le ruban chauffant. La précision du déplacement est de ± 0,01 mm. La sonde s'introduit de l'intérieur ; elle est fixée par un système de blocage, qui permet de l'orienter dans l'axe du tube.

A l'aide du mécanisme de déplacement, il faut repérer la paroi, ce qui revient à déterminer le moment où le fil de 60 μ touche la paroi interne du tube. Après plusieurs mois de recherche, nous avons adopté la solution suivante.



Photos 4.3 et 4.4 - Mécanisme de déplacement



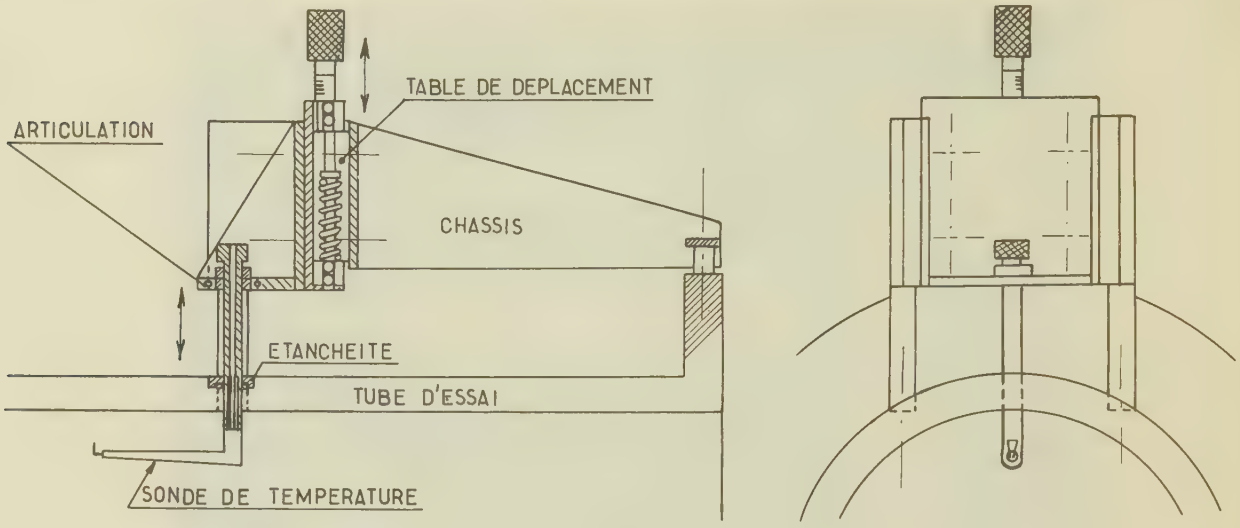


Figure 4.5 - Mécanisme de déplacement

Des jauges extensiométriques sont collées sur la partie horizontale de la sonde (fig. 4.3). Grâce à un indicateur de contraintes Peekel, il est possible de mesurer les efforts que subit la sonde, lors du contact avec la paroi. Etant donné la flexibilité de la partie horizontale de la sonde, il suffit en fait de souffler sur la soudure chaude, pour que l'indicateur de contraintes réponde.

Dans un premier temps, la sonde est montée sur un banc de métrologie où la jauge de contraintes est étalonnée. Grâce à un microscope et à un miroir qui fait office de paroi, nous pouvons déterminer à ± 0,01 mm près, la position de la sonde lorsque la soudure chaude touche la paroi. Nous vérifions à ce moment là le signal donné par l'indicateur Peekel. Nous estimons ainsi repérer la paroi à ± 0,01 mm.

Une fois la sonde introduite dans le tube et fixée au mécanisme de déplacement, il est donc possible de repérer l'instant où la sonde touche la paroi. En plus de la connaissance de la position exacte du centre de la soudure chaude, nous pouvons de la même façon aligner la sonde par rapport à l'axe du tube. En effet, il suffit de tourner légèrement la sonde, jusqu'au moment où nous obtenons la cote minimum, pour être sûr de se déplacer suivant un même diamètre.

Il est à noter que le repérage de la paroi se fait sans écoulement. En effet, les vibrations induites par l'écoulement rendraient l'opération difficile et beaucoup moins précise. Cela explique les résultats erronés obtenus lors d'essais effectués pour des valeurs élevées du nombre de Reynolds. Il est en effet probable que le gradient de vitesse existant dans l'écoulement fausse légèrement le positionnement de la sonde. Cette erreur n'excède pas ± 0,03 mm.

4.8 - MESURE DE TEMPÉRATURES PAR THERMOCOUPLES

4.8.1 - Boîtes de soudures froides

Les thermocouples les plus importants (sonde, température de paroi intérieure, température de l'eau à l'amont et à l'aval, etc...) sont branchés sur une boîte de soudures froides à régulation de température automatique. Le zéro est maintenu à ± 0,02°C.

Les autres thermocouples sont branchés sur une boîte de soudures froides à compensation. Toutes les soudures froides sont à la même température dans une boîte isolée, dont nous mesurons la température à l'aide d'un thermomètre.

4.8.2 - Mesure de la force électromotrice

Nous disposons pour effectuer cette mesure :

- d'un voltmètre numérique Schlumberger LM 1604, qui permet une lecture à ± 1 microvolt près ;

- un pont de mesure "Mueller" dont la précision est également de ±1 microvolt ;

- un centralisateur de mesures "Solartron" ;

- une chaîne d'acquisition de données, composée d'un centralisateur de mesures "Control - Bailey", d'une perforatrice de cartes et d'une imprimante. Cet ensemble permet une scrutation automatique et fournit les résultats sur cartes perforées à ±1 microvolt près.

La photo 4.5 montre l'ensemble des appareils de mesures.

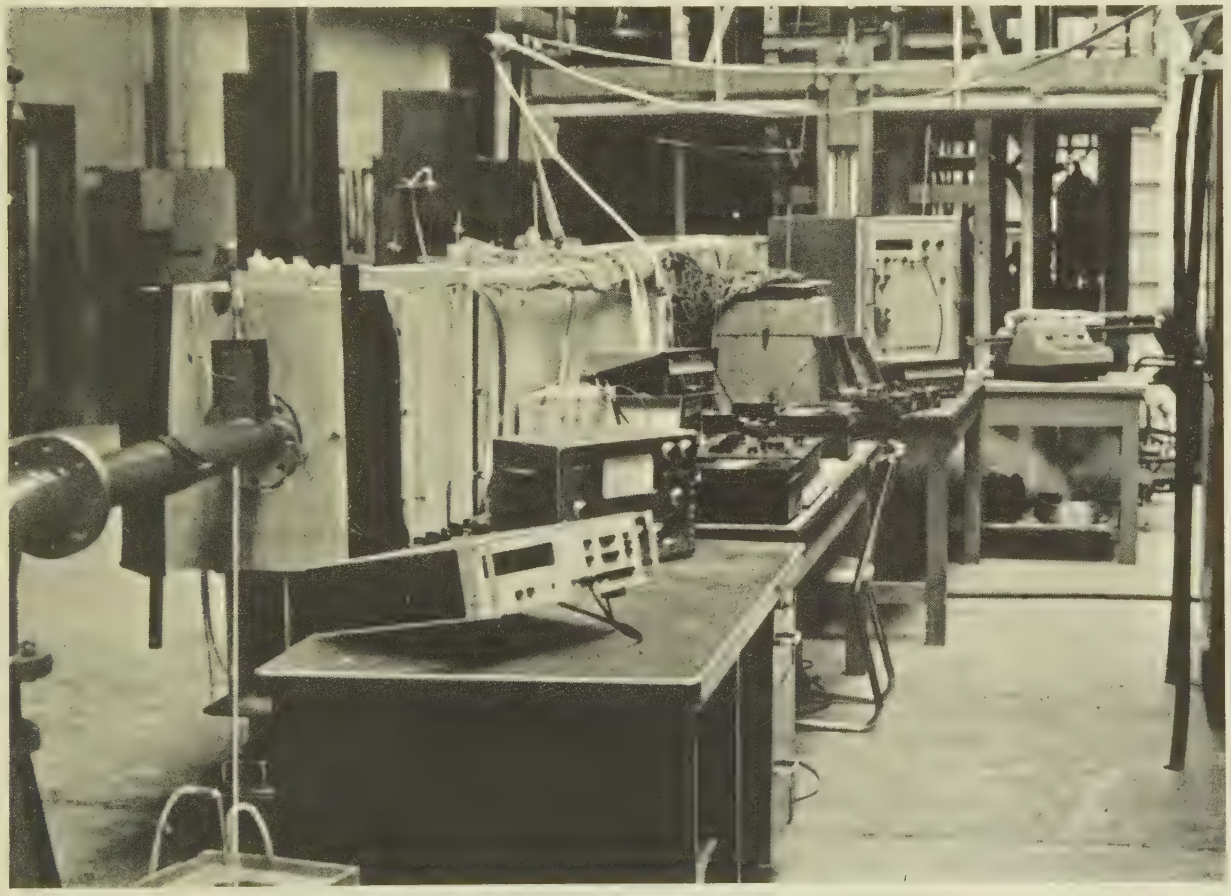


Photo 4.5 - Ensemble des appareils de mesures

Chapitre V

Mise au point de l'installation et mode opératoire

Au cours d'une étude expérimentale, certaines difficultés imprévues apparaissent toujours. Ces difficultés peuvent résulter d'une erreur de conception ou tout simplement de problèmes nouveaux non prévisibles lors de l'avant-projet. Dans un cas comme dans l'autre, il est important de décrire les problèmes rencontrés et les solutions adoptées. Nous allons donc résumer dans ce qui suit les principales difficultés rencontrées et décrire les techniques d'essais utilisées.

5.1 - PROBLÈMES DYNAMIQUES

Dès la mise en service de l'installation, nous avons enregistré des fluctuations importantes du débit au refoulement de la pompe. De toute évidence, ces fluctuations étaient dues à un entraînement d'air qui désamorçait momentanément celle-ci.

La seule explication de ce phénomène semble être la suivante : les différents jets d'eau en arrivant perpendiculairement à la surface libre dans le bac inférieur, devaient entraîner de l'air jusqu'au tube d'aspiration de la pompe.

La solution retenue fut la mise en place d'un tunnel d'aspiration (19), afin de prélever l'eau au fond du bac, loin des arrivées d'eau. Ce tunnel constitué d'un demi-cylindre en acier inoxydable fut soudé à l'intérieur du bac. Dans des conditions, le débit au refoulement de la pompe ne présenta plus de fluctuations.

5.2 - CHAUFFAGE DU TUBE

Nous avons décrit précédemment le mode de chauffage utilisé et la technique de réalisation. La principale difficulté rencontrée lors de l'exécution des travaux provenait de l'isolement électrique. En effet, il suffit d'une petite particule métallique ou d'un thermocouple mal isolé pour qu'un court-circuit s'établisse entre la résistance électrique et le tube. Malgré de grandes précautions, il fallut reprendre à plusieurs reprises l'enroulement du cordon chauffant. De plus, lors des premières montées en température, des courts-circuits se produisirent ce qui entraîna des arrêts et des réparations difficiles. En conclusion, ce mode de chauffage est très difficile de réalisation et nous verrons qu'il n'assure pas un flux de chaleur uniforme.

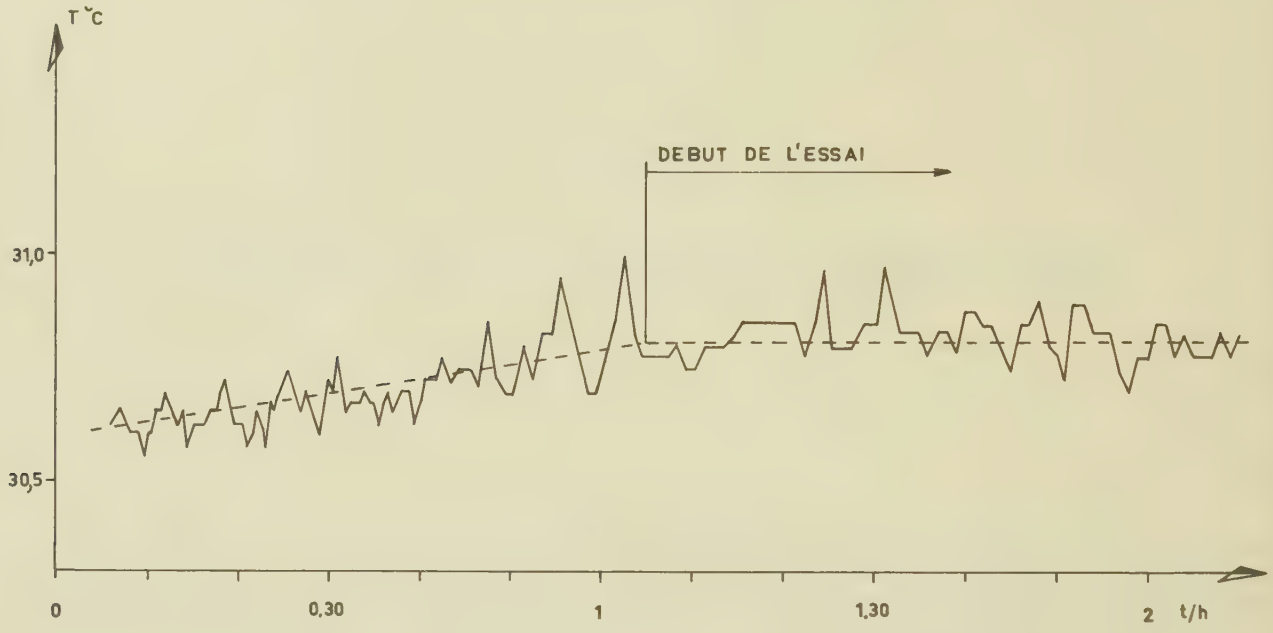


Figure 5.1 - Variations de la température en cours de stabilisation

5.3 - INSTABILITÉ DE LA TEMPÉRATURE AMONT

Après stabilisation de l'installation, nous avons enregistré des fluctuations de la température amont. Ces fluctuations aléatoires (fig. 5.1) pouvaient atteindre 0,3°C d'amplitude. En outre, nous retrouvions les mêmes fluctuations dans le profil adimensionnel de température.

Plusieurs vérifications démontrèrent que cela provenait d'un mauvais mélange au niveau du bac inférieur. L'addition de deux chicanes dans le bac et d'un coude à 45° sur le retour du trop plein apportèrent une nette amélioration. Lors des 30 derniers essais, la température amont fut absolument stable.

5.4 - STABILISATION DE LA TEMPÉRATURE

Puisque nous opérons en circuit fermé, il faut, pour stabiliser l'installation, équilibrer l'apport de puissance et le refroidissement par l'échangeur. Cela s'est avéré assez facile et surtout rapide (environ 1 heure). Par contre, nous avons noté de très légères fluctuations de la puissance de chauffage au cours du temps. Ces variations produisaient une dérive de la température stabilisée, qui pouvait atteindre 0,2°C en une heure.

Il fallut donc intervenir pendant les essais sur le débit d'eau de ville alimentant l'échangeur. Comme le débit n'était pas mesuré, ces interventions étaient très délicates. D'où l'installation d'une alimentation réglable sur une des cannes chauffantes. De cette façon, nous pouvions compenser facilement les fluctuations de puissance. Lors des derniers essais, nous arrivions à maintenir la température amont à ± 0,05°C.

5.5 - MESURE DE LA TEMPÉRATURE DE PAROI

La mesure d'une température de paroi, en présence d'un flux important de chaleur, est très difficile à réaliser. Lors de l'avant-projet, nous avons vérifié différents montages de thermocouples, basés sur le principe suivant : approcher le plus près possible la paroi interne en traversant l'épaisseur de la paroi suivant un rayon (fig. 5.2).

Les essais ont montré l'impossibilité d'obtenir une précision supérieure à 1°C avec un tel montage, lorsque le flux de chaleur est assez important ($\simeq$ 20 kW/m^2). De plus, la réalisation pratique est très délicate.

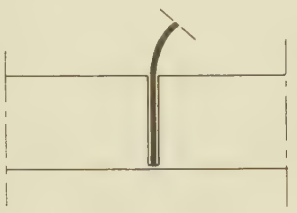


Figure 5.2

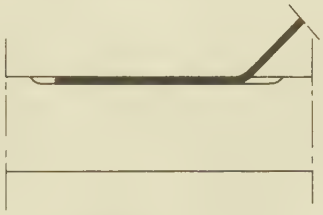


Figure 5.3

Il est donc apparu préférable de souder les thermocouples à l'étain, dans des rainures extérieures, fig. 5.3. Un calcul de conduction nous a permis de vérifier que la température lue par le thermocouple est bien celle du métal à ± 0,02°C. Les sources d'erreurs possibles portent sur la détermination de la conductibilité thermique du métal du flux thermique, de la position du thermocouple et de la mesure de la force électromotrice.

Il est facile de vérifier que seule l'erreur faite sur la conductibilité thermique du métal est importante. Dans les meilleures conditions, nous aurions pu mesurer la conductibilité thermique d'un échantillon prélevé sur le tube à ± 5 %. Malheureusement, cette incertitude peut conduire à une erreur de ±1°C sur la température interne.

Pour lever cette difficulté, nous avons placé deux thermocouples dans des rainures pratiquées sur la face interne du tube, suivant la même technique que celle utilisée pour les thermocouples extérieurs. Cette rainure se trouve sur une circonférence située à 20 cm de l'extrémité aval du tube d'essai. Nous espérions ainsi faire une mesure directe de la conductibilité.

5.6 - DISSYMÉTRIE DE FLUX

Les premières difficultés sont apparues lorsque nous avons voulu vérifier le gradient de température longitudinal. Les différents thermocouples indiquaient une dispersion de plus de 3°C dans la température de paroi pour une même section. De plus, des thermocouples de contrôle placés sur l'élément chauffant indiquaient des points chauds de plus de 50°C, pour un flux de 10 kW/m^2. Les deux thermocouples intérieurs indiquaient eux aussi une différence de température d'approximativement 1°C.

Les recherches effectuées pour cerner le problème, nous ont conduit à utiliser ce que nous appelons un thermocouple à aiguille. Grâce à cette sonde, nous avons effectué quelques relevés de la température interne du tube dans deux sections différentes. La figure 5.4 montre les résultats obtenus. Tous ces écarts de température semblent confirmer l'hypothèse d'une dissymétrie de flux thermique, due à une résistance de contact variable entre l'élément chauffant et la paroi. Malheureusement, il est apparu par la suite que les points chauds pouvaient se déplacer d'un essai à un autre.

Pour remédier à cet état de chose, nous avons placé des colliers de serrage autour de l'élément chauffant. Cette modification n'a pas apporté d'amélioration. Nous verrons

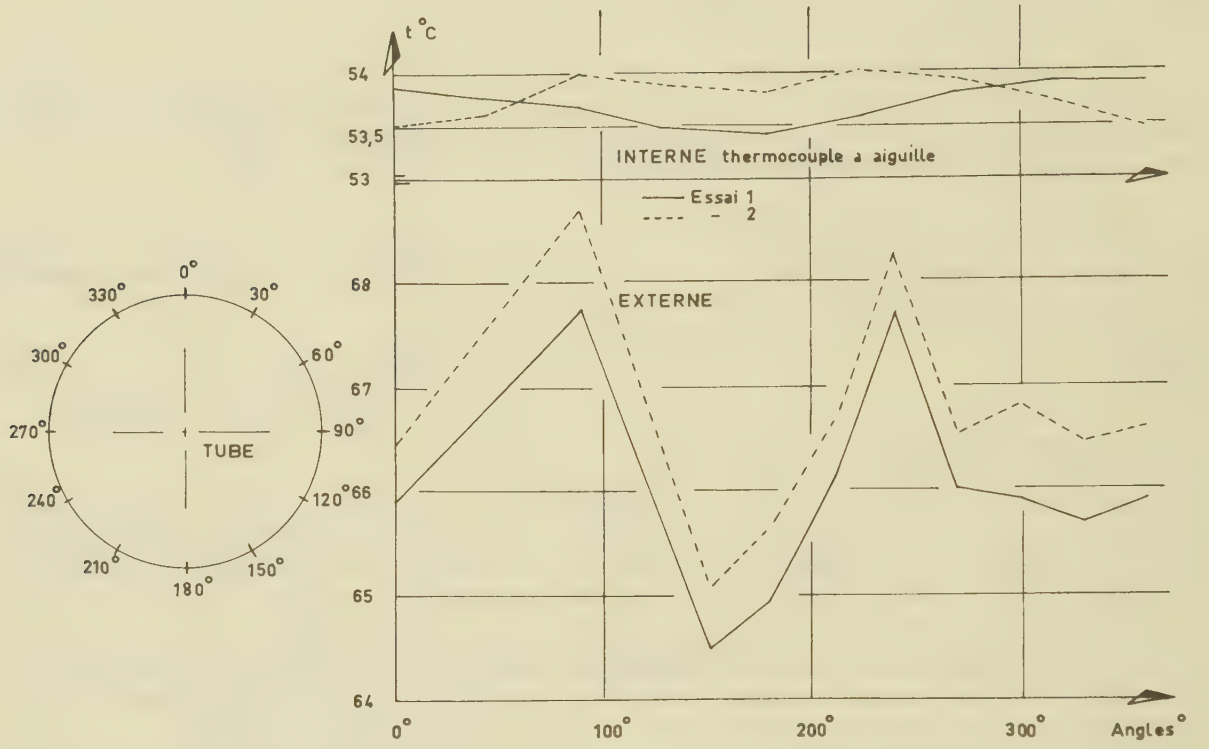


Figure 5.4 - Comparaison des températures de parois interne externe

lors de l'analyse des résultats, de quelle façon ces difficultés ont pu influencer la mesure des profils de températures.

5.7 - ÉTALONNAGE DES THERMOCOUPLES

Il nous fut possible d'étalonner tous les thermocouples sur place. Pour ce faire, l'installation fut stabilisée à la température d'étalonnage, grâce aux cannes chauffantes et au refroidisseur. Après trois heures de fonctionnement à la même température, il suffisait de relever les indications des thermocouples, pour obtenir une correction par rapport à la température de l'eau lue à l'aide d'un thermomètre. Nous avons obtenu ainsi un étalonnage à ± 0,1°C.

5.8 - PERTE DE PUISSANCE VERS L'ATMOSPHÈRE

Pour mesurer les pertes de puissance vers l'atmosphère, nous avons fermé les extrémités du tube d'essai et nous avons stabilisé l'ensemble à 100°C. La puissance appliquée sur le tube était de 186 watts. La précision de cette méthode repose sur la connaissance du point de stabilisation. Nous estimons connaître les pertes à ±10 %.

5.9 - MODE OPÉRATOIRE (TECHNIQUE D'ESSAI) - OPÉRATION ET PERFORMANCE DE L'INSTALLATION

Dès la fin de la mise au point de l'installation, nous avons entrepris une campagne d'essais qui nous a permis d'effectuer plus de 85 profils de températures. Nous allons décrire brièvement la technique utilisée pour effectuer ces essais, ainsi que la chaîne d'acquisition des données.

Nous avons vu que lors de l'arrêt de la cellule, nous pouvions maintenir l'eau du bac inférieur à la température d'opération, grâce à un régulateur branché sur une canne chauffante. De plus, le circuit contenant la section d'essai n'était jamais vidangée, ce qui évitait de purger l'installation chaque matin. En conséquence, la mise en service de l'installation consistait à démarrer la pompe, à régler le débit, puis à mettre la puissance nécessaire. Il suffisait généralement de 15 minutes pour que l'ensemble du circuit atteigne la température de service. Nous démarrions alors la stabilisation à l'aide de l'échangeur de chaleur. Cette opération durait généralement de 30 à 60 minutes. Nous laissions alors tourner l'installation pendant environ trois heures tout en effectuant les derniers réglages.

Une demi-heure avant l'essai, l'opérateur démarrait le travail de régulation, nécessaire pour éviter toute dérive de la température de stabilisation. Ce travail se poursuivait durant toute la durée de l'essai. Il consistait à surveiller l'évolution de la température amont, et à apporter les corrections nécessaires en variant la puissance dans le bac inférieur. En procédant ainsi, nous arrivions à maintenir la température à $\pm$ 0,05°C.

Le fait de disposer d'une charpente déjà existante pour supporter le bac supérieur et d'une pompe très puissante, nous permettait d'atteindre des nombres de Reynolds allant jusqu'à 500 000 à 60°C. En raison des difficultés de chauffage, nous nous sommes cependant limités à un flux de 25 kW/m^2, ce qui permettait d'opérer à un nombre de Reynolds de 215 000, avec une différence de température de l'ordre de 5°C entre la paroi et le centre.

5.10 - ACQUISITION DES DONNÉES

Nous avons utilisé trois modes d'acquisition de données :

1) Essai #1 à 30

Nous relevions manuellement à l'aide d'un voltmètre numérique 12 valeurs de la température, à raison d'un relevé toutes les 10 secondes et cela pour chaque position. Graduellement, nous avons augmenté le nombre de mesures jusqu'à environ 36. Toutes ces valeurs étaient ensuite mises sur cartes perforées et traitées à l'aide d'un ordinateur CDC 6600.

2) Essai # 30 à # 45

Etant donné les fluctuations de la température amont, nous avons essayé d'augmenter le nombre de mesures. Nous en sommes arrivés à effectuer 100 lectures à une cadence d'une mesure toutes les 5 secondes. Les valeurs relevées étaient non plus notées comme auparavant, mais additionnées à l'aide d'une machine à calculer. Seul le total de 10 lectures était porté sur carte perforée. Cette méthode augmenta considérablement la précision des résultats. Malheureusement, elle s'avéra excessivement pénible d'utilisation, puisqu'elle conduisait à relever jusqu'à 2 000 valeurs par essai.

3) Essai 45 à 85

Finalement, nous avons pu utiliser une chaîne complète d'acquisition de données. Cette chaîne représentée schématiquement par la figure 5.5, comprend un centralisateur, "Bailey" relié à une perforatrice de cartes et à une imprimante. Nous avons donc relié la sonde à ce centralisateur par l'intermédiaire d'un câble blindé. Nous pouvions donc effectuer une scrutation automatique et obtenir directement les valeurs sur cartes perforées. Nous avons pu augmenter à volonté, le nombre de mesures tout en facilitant le travail des opérateurs.

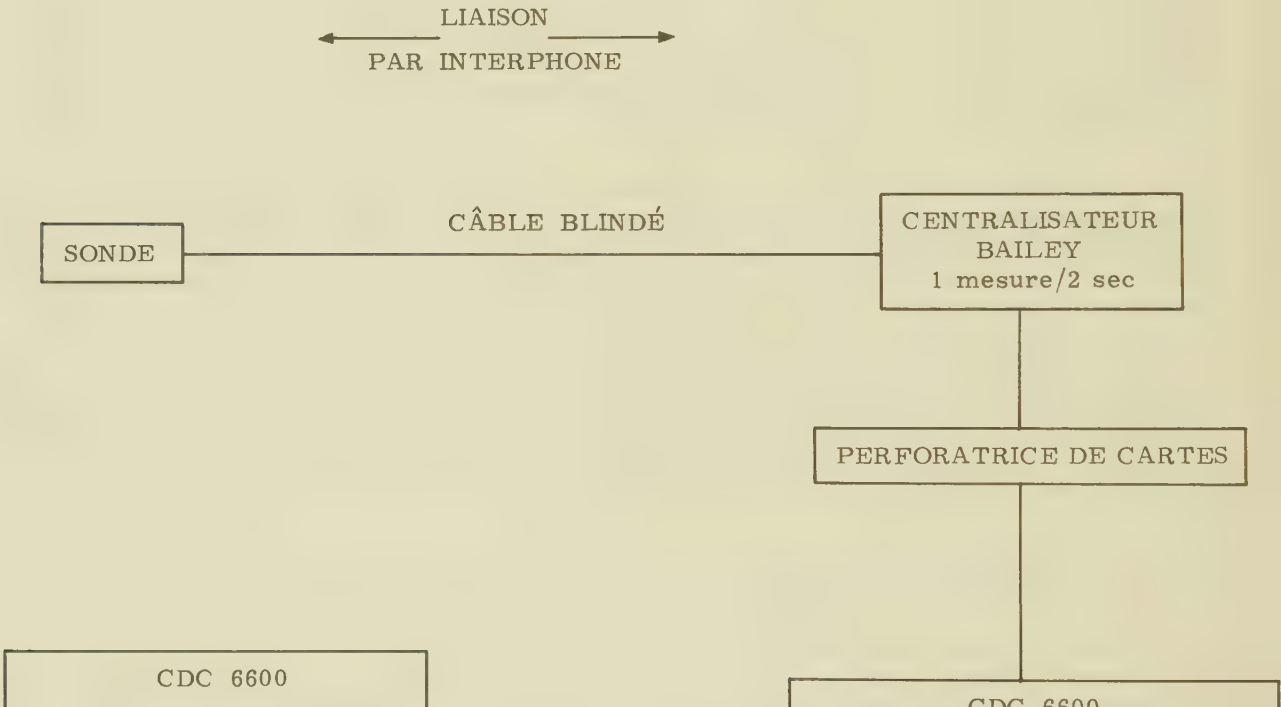


Figure 5.5 - Chaine d'acquisition des donnés expérimentales

Chapitre VI

Dépouillement d'essai (exemple de calcul)

6.1 - GRANDEURS MESURÉES

- Numéro d'essai : 85
- Hauteur manométrique : 0,3640 m Hg
- Température amont : 35,60°C
- Température aval : 36,61°C
- Température ambiante : 25,0°C
- Température de paroi calculée avec $B_\theta = 30,0$: 41,36°C
- Température de l'élément chauffant : 150°C
- U_1 : 143,2 volts A_1 : 135,8 ampères
- U_2 : 143,2 volts A_2 : 137,8 ampères
- U_3 : 95,9 volts A_3 : 30,6 ampères
- P_4 : 175,0 watts
- P_5 : 549,0 watts

6.2 - CALCUL DU DÉBIT

L'expression du débit massique suivant la norme I.S.O. est la suivante :

$$q_m = \frac{\alpha \varepsilon \pi d^2}{4} \sqrt{2 \times \Delta p + \rho}$$

Le coefficient ε est égal à l'unité pour un fluide incompressible.

$d = 47,41$ mm (corrigé pour la dilatation)

ρ_{H_2O} (25°C) = 996,9 kg/m³

ρ_{H_2O} (36,6°C) = 993,3 kg/m³

$\Delta p = (\rho_{Hg} - \rho_{H_2O}(25°C)) \times g + \Delta H$

$\Delta p = 44\,764,4$ Pascal.

Soit le nombre de Reynolds au diaphragme R_{ed} = 396,500

α = 0,61 96

(voir annexe A)

$$\boxed{q_m = 10,31 \text{ kg/S}}$$

Vérification du Reynolds au diaphragme :

$$R_{ed} = \frac{q_m \times 4}{\pi \, d \mu}$$

$$\mu = 0,699 \times 10^{-3} \text{ kg/m} \times \text{S}$$

R_{ed} = 396120 Hypothèse vérifiée.

Débit volumique :

$$q_v = \frac{q_m}{\rho}$$

$$\boxed{q_v = 10,38 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{S}}$$

6.3 - FLUX THERMIQUE

La puissance pour chaque circuit est donnée par :

$$P = U \times A$$

P_1 = 19447 watts

P_2 = 19733 watts

P_3 = 2934 watts

P_4 = 175 watts

P_5 = 549 watts

Perte vers l'atmosphère : $\frac{186 \times (150 - 25)}{(100 - 25)}$

Perte = 310 watts

Puissance nette sur le tube : 42 528 watts

$$\text{Flux} = \frac{(P_2 - \text{perte} \times L2/L \text{ total})}{\pi D \, L_2}$$

$$\boxed{\text{Flux} = 24410 \text{ watts}}$$

6.4 - BILAN THERMIQUE

La différence de température entre l'amont et l'aval est égale à :

$$\Delta T = \frac{P_{total}}{q_m \times Cp}$$

$$Cp = 4178 \text{ J/kg°C}$$

$$\Delta T = 0,99°C$$

$$T_{amont} - T_{aval} = 1.01°C$$

Bilan thermique = 2 %

$$\frac{dT_m}{dx} = 0,18°C$$

6.5 - COEFFICIENT DE FROTTEMENT

Les mesures de perte de charge sont en accord avec les formules de Nikuradse et Blasius à environ ± 4 %. Ceci étant approximativement la précision des mesures, nous avons utilisé, lors des dépouillements, les formules suivantes pour le calcul du coefficient de perte de charge :

$$\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = 2 \log_{10} R_e\sqrt{\Lambda} - 0,8 \qquad R_e > 100000$$

$$\Lambda = \frac{0,316}{R_e^{1/4}} \qquad R_e < 100000$$

Pour le calcul du nombre de Reynolds, nous utilisons la température de référence suivante :

$$T_{ref.} = \frac{T_m + T_p}{2}$$

Soit :

$$T_{ref.} = 38,93°C$$

$$\mu = \frac{6.66 \times 10^{-4}}{994} \quad m^2/S$$

D'où :

$$R_e = 197088$$

La formule de Nikuradse donne un coefficient de perte de charge égal à :

$$\Lambda = 0,01569$$

le coefficient de frottement étant :

$$\boxed{f = \frac{\Lambda}{4} = 0,003922}$$

6.6 - UNITÉS DE VITESSE ET DE TEMPÉRATURE

Comme unité de vitesse, nous utilisons la vitesse de frottement définie comme suit:

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_o}{\rho}}$$

Avec :

$$\tau_o = f\rho \frac{\overline{\mathcal{U}^2}}{2}$$

$$\mathcal{U} = \frac{qv}{S} = 1,32 \text{ m/s} .$$

$$\boxed{\begin{aligned} u^* &= 0,05846 \text{ m/s} \\ \mathcal{U}/u_* &= 22,6 \end{aligned}}$$

L'unité de température est égale à :

$$\theta_* = \frac{\Phi_o}{\rho \, Cp \, u_*}$$

$$\boxed{\theta_* = 0,10048°C}$$

6.7 - CALCUL DE LA TEMPÉRATURE MOYENNE DE L'ÉCART-TYPE ET DE L'INTERVALLE DE CONFIANCE

Toutes les valeurs de la force électromotrice "MV" obtenues de la sonde Cr-Al, sont d'abord transformées en degrés Celsius à l'aide de la formule suivante :

$$\begin{aligned} T°C = {} & 0,0244225 \ MV^4 - 0,00156612 \times MV^5 \\ & - 0,084208 \times MV^3 - 0,183753 \times MV^2 + 25,3166 \times MV \\ & + 0,012677 \end{aligned}$$

L'opération suivante consiste à calculer la température moyenne en chaque point ainsi que l'écart-type défini par :

$$\theta' = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{i=N} (\overline{T} - T_i)^2}{N}}$$

Nous calculons également un intervalle de confiance autour de T_M en appliquant la formule suivante :

$$\Delta T = \frac{t\theta'}{\sqrt{N}}$$

"t" s'obtient de la table de "Student", cet intervalle de confiance étant calculé pour une probabilité de 95 %.

6.8 - MISE SOUS FORME ADIMENSIONNELLE

$$Y_+ = \frac{Y \times u^*}{\nu}$$

$$\nu = \frac{6,66 \times 10^{-4}}{994,4} \qquad \text{pour } T_{ret} = 38,93°C$$

$$= 0,17 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\boxed{Y_+ = 14,84}$$

$$\theta_+ = \frac{T_p - T}{\theta_*}$$

$$\boxed{\theta_+ = 35,13}$$

L'ensemble des résultats est présenté en annexe D.

6.9 - CALCUL DE LA PENTE DE LA LOI LOGARITHMIQUE

Lorsque toutes les valeurs adimensionnelles ont été calculées, la pente de la zone logarithmique est calculée directement par la méthode des moindres carrés. Nous calculons deux pentes ; l'une avec les valeurs comprises entre $Y_+ = 15$ et $Y_+ = 0,2\ R_{e*}$, l'autre avec les valeurs comprises entre $Y_+ = 30$ et $Y_+ = 0,2\ R_{e*}$. Ceci se fait à l'aide d'un sous-programme qui fournit directement les valeurs de A_θ, B_θ, et R(I), la différence entre l'ordonnée du point expérimental et l'ordonnée du point sur la courbe calculée. Ceci permet de calculer l'écart quadratique moyen "R. M. S." pour chaque essai.

$$\text{R. M. S.} = \sum_{i=1}^{i=N} \frac{R(i)^2}{N}$$

N étant le nombre de points.

6.10 - COEFFICIENT D'ÉCHANGE

En annexe C, nous avons calculé à partir des profils de vitesses et de températures l'expression de la température moyenne.

$$\theta_{m+} = \frac{T_p - T_m}{\theta_*} = \frac{u_*}{\mathcal{U}} \left[\frac{A_\theta}{A} \mathcal{U}_+^2 + E\, \mathcal{U}_+ + F \right]$$

Avec :

$$E = \frac{A_\theta}{A} (D + C - B) + B_\theta - C_\theta + 2 K_1$$

$$F = 2 (K_1 D + K_2)$$

$$K_1 = \frac{C_\theta}{2} - 3/4\ A_\theta$$

$$D = \frac{3}{2} A - C$$

$$K_2 = A_\theta \left[\frac{7}{4} A - \frac{3}{4} C \right] + C_\theta \left[\frac{C}{2} - \frac{3}{4} A \right]$$

Connaissant les valeurs de A_θ et B_θ, il est possible de calculer le coefficient d'échange, puisque :

$$\mathcal{St}_s = \frac{N U}{Pr\ Pe} = \frac{\Phi_o}{\rho C_p \mathcal{U} (T_p - T_m)}$$

Avec $\mathcal{U}_+^2 = f^2$, il vient :

$$\boxed{\mathcal{St}_s = \frac{f/2}{\frac{A_\theta}{A} + E\,(Pr) \sqrt{f/2} + F \times f/2}}$$

Nous verrons, lors de la présentation des résultats, comment le coefficient d'échange calculé de cette façon, se compare à celui donné par Colburn.

$$\boxed{N U = 0,027\ R^{0,8}\ p^{0,333} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}}$$

μ_p = viscosité à la température de paroi.

Chapitre VII

Calculs d'erreurs

7.1 - GÉNÉRALITES ET DÉFINITIONS

Soit une série de valeurs d'une même grandeur : a_1, a_2, a_3, a_4 ..... a_N ; on définit les grandeurs suivantes :

- Moyenne arithmétique : $\bar{a}$

$$\bar{a} = \frac{\sum_{i=1}^{i=N} a_i}{N} = \frac{a_1 + a_2 + a_3 + ... a_N}{N} \qquad (7.1)$$

- Ecart-type : σ_a

$$\sigma_a = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{i=N} (\bar{a} - a_i)^2}{N}} \qquad (7.2)$$

- Ecart à craindre : Δa.

Nous définissons l'écart à craindre comme étant le double de l'écart-type :

$\Delta a = 2 \sigma_a$ Ecart à craindre absolu ;

$\frac{\Delta a}{a} = \frac{2 \sigma_a}{a}$ Ecart à craindre relatif.

- Intervalle de confiance :

Soit autour de $\bar{a}$ un intervalle s'étendant de "$\bar{a} - \Delta a$" à "$\bar{a} + \Delta a$", il y a 95 % de chances pour que la vraie valeur de "a" soit comprise dans cet intervalle. C'est ce que nous appelons l'intervalle de confiance.

Soit maintenant une loi X = F (A, B et C) A, B, C étant des grandeurs mesurées. Nous allons calculer un intervalle de confiance associé à une probabilité, de façon à connaître la précision avec laquelle cette loi est vérifiée, compte tenu de la précision des mesures.

Si A, B et C sont des grandeurs indépendantes, et que ΔA, ΔB et ΔC sont les écarts à craindre de ces grandeurs, l'écart à craindre absolu de X est donné par :

$$|\Delta X|\ Pr^2 = \left[\left(\frac{\partial F}{\partial A} |\Delta A|\ Pr \right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial B} |\Delta B|\ Pr \right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial C} |\Delta C|\ Pr \right)^2 \right] \qquad (7.3)$$

L'écart-type étant :

$$\sigma_x = \left[\left(\frac{\partial F}{\partial A} \sigma A \right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial B} \sigma B \right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial C} \sigma C \right)^2 \right]^{1/2} \qquad (7.4)$$

Le but principal de cette étude étant la détermination du coefficient A_θ de la loi logarithmique des températures :

$$\theta_+ = A_\theta \text{ Log } Y_+ + B_\theta \qquad (7.5)$$

nous allons déterminer avec quelle précision nous pouvons espérer connaître cette valeur. Pour un essai donné, B_θ est une constante qu'il est facile d'éliminer puisque :

$$\theta_{1+} - \theta_{2+} = A_\theta \left[\log \frac{Y_{1+}}{Y_{2+}} \right] \qquad (7.6)$$

A_θ est donc fonction de θ_+ et Y_+, soit :

$$A_\theta = F\ (0\ ,\ \rho\ ,\ Cp,\ u^*\ ,\ \Phi_o\ ,\ Y,\ \nu)$$

7.2 - ÉCART-TYPE POUR LES GRANDEURS ρ, Cp, ν

En accord avec la sixième Conférence Internationale sur les Propriétés de la Vapeur et de l'Eau, nous avons :

$$\frac{\sigma\rho}{\rho} = 0,5\ \Delta\rho = \frac{0,5 \times 1,0}{995,0}$$

$$\boxed{\frac{\sigma\rho}{\rho} = 5,02 \times 10^{-4}}$$

$$\frac{\sigma Cp}{Cp} = 0,5\ \Delta Cp = 0,5 \times \frac{1}{4180}$$

$$\boxed{\frac{\sigma Cp}{Cp} = 1,2 \times 10^{-4}}$$

$$\frac{\sigma\mu}{\mu} = 0,5\ \Delta\mu = 0,5 \times 0,025$$

$$\boxed{\frac{\sigma\mu}{\mu} = 1,25 \times 10^{-2}}$$

7.3 - ÉCART-TYPE POUR LE DÉBIT

Compte tenu de la formule :

$$q_m = \frac{\alpha \varepsilon \pi d^2}{4} \sqrt{2 \times \Delta p \times \rho} \tag{7.8}$$

On voit que q_m est fonction de quatre variables :

$$q_m = f_1 (\alpha, d, \Delta p, \rho) \tag{7.9}$$

Le calcul d'erreur sur le débit se fait suivant la norme I.S.O. D'après cette norme, nous pouvons considérer les différentes grandeurs de f_1 comme étant indépendantes. Donc :

$$\sigma q_m^2 = \left(\frac{\partial f_1}{\partial \alpha} \sigma\alpha\right)^2 + \left(\frac{\partial f_1}{\partial d} \sigma d\right)^2 + \left(\frac{\partial f_1}{\partial \Delta p} \sigma\Delta p\right)^2 + \left(\frac{\partial f_1}{\partial \rho} \sigma\rho\right)^2 \tag{7.10}$$

- Ecart-type de "α" :

"α" s'obtient de l'étalonnage du diaphragme à partir de :

$$\alpha = \frac{q_{me} \times 4}{\pi d^2 \sqrt{2 \times \Delta p + \rho}} \tag{7.11}$$

D'où :

$$\frac{\sigma\alpha}{\alpha} = \left[\left(\frac{\sigma q_{me}}{q_{me}}\right)^2 + 4\left(-\frac{\sigma d}{d}\right)^2 + \frac{1}{4}\left(\frac{\sigma\Delta p}{\Delta p}\right)^2 + \frac{1}{4}\left(\frac{\sigma\rho}{\rho}\right)^2\right]^{1/2} \tag{7.12}$$

Le débit massique q_{me} est mesuré avec une précision de ± 0,1 %. Il vient donc :

$$\boxed{\frac{\sigma q_{me}}{q_{me}} = 5 \times 10^{-4}}$$

$$\frac{\sigma d}{d} = 0,5 \times \frac{0,01 \text{ mm}}{37 \text{ mm}}$$

$$\boxed{\frac{\sigma d}{d} = 1,35 \times 10^{-4}}$$

Nous admettrons que Δp est fonction de la hauteur manométrique seulement, et que celle-ci est lue à ± 1 mm de mercure.

Il vient :

$$\frac{\sigma\Delta p}{\Delta p} = 0,5 \times \frac{1 \text{ mm}}{175 \text{ mm}}$$

$$\boxed{\frac{\sigma\Delta p}{\Delta p} = 2,85 \times 10^{-3}}$$

De l'équation (7.12) nous obtenons :

$$\boxed{\frac{\sigma \alpha}{\alpha} = 1,55 \times 10^{-3}}$$

Et de (7.10), nous tirons :

$$\boxed{\frac{\sigma q_m}{q_m} = 2,18 \times 10^{-3}}$$

c'est-à-dire que q_m est connu à ± 0,44 %.

7.4 - ÉCART-TYPE POUR u*

7.4.1 - Ecart-type pour $\mathcal{U}$

La vitesse débitante $\mathcal{U}$ est fonction de q_m, ρ, et du diamètre de la conduite D. L'écart-type est égal à :

$$\frac{\sigma \mathcal{U}}{\mathcal{U}} = \left[\left(\frac{\sigma q_m}{q_m}\right)^2 + \left(\frac{\sigma \rho}{\rho}\right)^2 + 4 \left(\frac{\sigma D}{D}\right)^2 \right]^{1/2} \qquad (7.13)$$

$$\boxed{\frac{\sigma \mathcal{U}}{\mathcal{U}} = 2,24 \times 10^{-3}}$$

7.4.2 - Ecart-type pour ReD

Le nombre de Reynolds s'obtient de

$$R_e D = \frac{\mathcal{U} \times D \times \rho}{\mu} \qquad (7.14)$$

donc :

$$R_e D = f_2(\mathcal{U}, D, \mu, \rho)$$

Ce qui conduit à l'expression suivante pour l'écart-type :

$$\frac{\sigma R_e D}{R_e D} = \left[\left(\frac{\sigma \mathcal{U}}{\mathcal{U}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma D}{D}\right)^2 + \left(\frac{\sigma \rho}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{\sigma \rho}{\mu}\right)^2 \right]^{1/2} \qquad (7.15)$$

D'où :

$$\boxed{\frac{\sigma R_e D}{R_e D} = 1,271 \times 10^{-2}}$$

7.4.3 - Ecart-type pour Λ

Le coefficient de perte de charge se calcule à partir de la formule suivante :

$$\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = 2 \log_{10} R_e D \sqrt{\Lambda} - 0,8 \qquad (7.16)$$

Nous verrons, lors de la présentation des résultats, que les mesures de perte de charge donnent des résultats en accord avec cette formule à environ ± 4 %. Nous supposerons donc que :

$$\boxed{\frac{\sigma\Lambda}{\Lambda} = 2,0 \times 10^{-2}}$$

7.4.4 - Ecart-type pour u^*

La vitesse de frottement u^* est définie comme étant :

$$u^* = \mathcal{U} \sqrt{\frac{\Lambda}{8}} \qquad (7.17)$$

$$u^* = f_3(\mathcal{U}, \Lambda)$$

L'écart-type est donné par :

$$\sigma_{u^*} = \left[\left(\frac{\partial f_3}{\partial \mathcal{U}} \sigma \mathcal{U}\right)^2 + \left(\frac{\partial f_3}{\partial \Lambda} \sigma \Lambda\right)^2 + 2 \rho \mathcal{U}\Lambda \frac{\partial f_3}{\partial \mathcal{U}} \frac{\partial f_3}{\partial \Lambda} \right] \qquad (7.18)$$

Puisque $\Lambda = f_4(\mathcal{U})$, il faut introduire le facteur de corrélation $\rho\mathcal{U}\Lambda$ entre Λ et $\mathcal{U}$. Nous le supposerons égal à 1,0.

Donc :

$$\frac{\sigma_{u^*}}{u^*} \left[\left(\frac{\sigma \mathcal{U}}{\mathcal{U}}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\sigma\Lambda}{\Lambda}\right)^2 + \frac{2 \times 1}{2} \frac{\sigma\mathcal{U}}{\mathcal{U}} \frac{\sigma\Lambda}{\Lambda} \right]^{1/2} \qquad (7.19)$$

$$\boxed{\frac{\sigma_{u^*}}{u^*} = 1,4 \times 10^{-2}}$$

7.5 - ÉCART-TYPE POUR Φ_o

Le flux thermique est fonction de la puissance et de la surface. Il vient donc :

$$\frac{\sigma \Phi_o}{\Phi_o} = \left[\left(\frac{\sigma P}{P}\right)^2 + \left(-\frac{\sigma S}{S}\right)^2 \right]^{1/2} \qquad (7.20)$$

Nous estimons connaître la puissance électrique avec une précision de ± 3 % soit 0,5 A/26A $\Longrightarrow$ 2 %, et 0,2 V/26 V $\Longrightarrow$ 1 %.

Nous avons donc :

$$\frac{\sigma p}{p} = 0,5 \times 0,02 = 1,5 \times 10^{-2}$$

et :

$$\frac{\sigma S}{S} = 0,5 \times 0,012 = 6 \times 10^{-3}$$

Ce qui conduit à :

$$\boxed{\frac{\sigma\Phi_o}{\Phi_o} = 1,6 \times 10^{-2}}$$

7.6 - ÉCART-TYPE POUR "Y"

La distance est mesurée avec une précision de ± 0,01 mm. Dans les conditions les plus défavorables, nous avons :

$$Y_+ = 15 \qquad Y = 0,15 \text{ mm}$$

ce qui conduit à :

$$\frac{\sigma Y}{Y} = 0,5 \times \frac{0,01}{0,15}$$

$$\boxed{\frac{\sigma Y}{Y} = 3,333 \times 10^{-2}}$$

A noter que pour le point correspondant à $0,2\ r_o$, qui est la limite supérieure de la zone logarithmique, cette erreur est de 5×10^{-4}, donc négligeable.

7.7 - ÉCART-TYPE POUR LA TEMPÉRATURE MOYENNE $\bar{T}$:

Nous estimons mesurer la température instantanée T, avec une précision de ±0,03°C. La plupart des essais considérés comme valables comportent 130 points de mesures à chaque position. Ce qui nous permet d'obtenir un intervalle de confiance autour de la température moyenne de 0,08°C pour les nombres de Reynolds les plus faibles. Cet intervalle étant de l'ordre de 0,015°C pour des Reynolds supérieurs à 30 000.

Donc :

$$\Delta\bar{T} = \pm\ 0,11°C \qquad R_e < 30\,000$$

$$\Delta\bar{T} = \pm\ 0,045°C \qquad R_e < 30\,000$$

7.8 - ERREUR SUR LA VALEUR DE A_θ

Nous allons supposer que nous ne connaissons que deux points dans toute la zone logarithmique, soit :

$$Y_{1+} = 15 \qquad \Longrightarrow \theta_{1+}$$

$$Y_{2+} = \frac{0,2\ r_o \times u^*}{\nu} \Longrightarrow \theta_{2+}$$

Il vient de l'équation (7.6)

$$\theta_{2+} - \theta_{1+} = A_\theta \log \frac{Y_{2+}}{Y_{1+}} \qquad (7.21)$$

ou encore :

$$\frac{\overline{T}_2 - \overline{T}_1}{\theta^*} = A_\theta \log \frac{Y_2}{Y_1} \qquad (7.22)$$

soit :

$$A_\theta = \frac{(\overline{T}_2 - \overline{T}_1)\,\rho\, Cp\, u^*}{\Phi_o \log \frac{Y_2}{Y_1}} \qquad (7.23)$$

L'écart-type sur A_θ est donc :

$$\frac{\sigma A_\theta}{A_\theta} = \left[\frac{(\sigma(\overline{T}_2 - \overline{T}_1))^2}{(\sigma(\overline{T}_2 - \overline{T}_1))} + \left(\frac{\sigma\rho}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{\sigma Cp}{Cp}\right)^2 + \left(\frac{\sigma u^*}{u^*}\right)^2 + \left(\frac{\sigma \Phi_o}{\Phi_o}\right)^2 + \frac{1}{\left(\log \frac{Y_2}{Y_1}\right)^2}\left(\frac{\sigma Y_1}{Y_1}\right)^2 + \frac{1}{\left(\log \frac{Y_2}{Y_1}\right)^2}\left(\frac{\sigma Y_2}{Y_2}\right)^2 \right]^{1/2} \qquad (7.24)$$

Si nous admettons une dérive de 0,05°C de la température de stabilisation entre le début et la fin des mesures dans la zone logarithmique, il vient :

$$\frac{\sigma(\overline{T}_2 - \overline{T}_1)}{(\overline{T}_2 - \overline{T}_1)} = 0,5 \times \frac{0,095°C}{1°C}$$

$$\boxed{\frac{\sigma(\overline{T}_2 - \overline{T}_1)}{(\overline{T}_2 - \overline{T}_1)} = 4,25 \times 10^{-2}} \qquad R_e > 30\,000$$

$$\boxed{\frac{\sigma(\overline{T}_2 - \overline{T}_1)}{(\overline{T}_2 - \overline{T}_1)} = 8,0 \times 10^{-2}} \qquad R_e < 30\,000$$

En utilisant l'équation (7.24), nous obtenons :

$$\boxed{\frac{\sigma A_\theta}{A_\theta} = 4,76 \times 10^{-2}} \qquad R_e > 30\,000$$

et

$$\boxed{\frac{\sigma A_\theta}{A_\theta} = 8,3 \times 10^{-2}} \qquad R_e < 30\,000$$

Soit :

$$\boxed{\frac{\Delta A_\theta}{A_\theta} = \pm\ 9,5\ \%} \qquad R_e > 30\,000$$

$$\boxed{\frac{\Delta A_\theta}{A_\theta} = \pm\ 16,6\ \%} \qquad R_e < 30\,000 \qquad Pr = 95\ \%$$

Il s'agit évidemment de la limite supérieure de l'erreur.

Chapitre VIII

Contrôles préliminaires

8.1 - GÉNÉRALITÉS

Les propriétés physiques du fluide étant supposées constantes, le problème thermique est indépendant du problème dynamique. Nous avons cependant effectué quelques essais préliminaires dans le but de vérifier le bon fonctionnement dynamique de l'installation. C'est ainsi que nous avons mesuré le coefficient de frottement à la paroi et quelques profils de vitesses. Nous avons de plus vérifié la symétrie de l'écoulement dans la section d'essai. Nous allons présenter dans ce chapitre les résultats obtenus.

8.2 - MESURE DU COEFFICIENT DE FROTTEMENT

Le coefficient de frottement est défini par la relation :

$$f = \frac{\Lambda}{4} = \frac{2\tau_o}{\rho \mathcal{U}^2} \tag{8.1}$$

Le coefficient de perte de charge s'obtient de :

$$\Lambda = \frac{\Delta p \times (2\ r_o/L)}{\rho\ \mathcal{U}^2/2} \tag{8.2}$$

L'intégration du profil de vitesse conduit à une relation de la forme :

$$\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = A \log Re\ \sqrt{\Lambda} + E \tag{8.3}$$

En utilisant les résultats de Nikuradse, nous obtenons :

$$\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = 2 \log_{10} Re\ \sqrt{\Lambda} - 0,8 \tag{8.4}$$

Cette formulation est valable pour les nombres de Reynolds supérieurs à 100 000. Pour les nombres de Reynolds inférieurs à 100 000, il semble plus justifié d'utiliser la formule expérimentale de Blasius :

$$\Lambda = \frac{0,316}{Re^{1/4}} \tag{8.5}$$

Mesures du coefficient de perte de charge — Tableau 8.1

Numéro des prises de pression de la première section	Nombre de Reynolds	Ecart avec le coefficient de Nikuradse	Ecart avec le coefficient de Blasius
10	80 000	+2,5 %	+3 %
12		−1,0 %	−0,5 %
7		−1,0 %	−0,5 %
8		−0,5 %	0 %
9		0 %	0,5 %
10		+2,5 %	+3 %
10	80 000	+2 %	+2,5 %
12		−0,5 %	0 %
8		+0,5 %	1,0 %
7		+0,5 %	1,0 %
9		+0,5 %	1,0 %
12		0 %	−0,5 %
10	139 000	−4 %	−2 %
11		−4 %	−2 %
12		−4 %	−2 %
12	142 000	−5 %	−3 %
8		−4 %	−2 %
9		−5 %	−3 %
11		−5 %	−3 %
10		−4 %	−2 %
7		−5 %	−2 %
7	64 000	−1 %	−1 %
8		+1 %	+1 %
9		−1 %	−1 %
10		+1 %	+1 %
10		+1 %	+1 %
11		−1 %	−1 %
12		−1 %	−1 %
12		−1 %	−1 %
10	80 000	+2,5 %	+3 %
12		−1 %	−0,5 %
7		−0,5 %	0
8		−0 %	+0 %
9		−0,5 %	+0 %
10		+2 %	+2,5 %
9	80 000	−5 %	−5 %
8		−2 %	−1 %
7		−2,5 %	−2,5 %
12		−4,5 %	−4 %
10		−0,5 %	0 %
8		−0,5 %	0 %
9		−1 %	−1 %
12		−2 %	−2 %
7		−1 %	−1 %
7	80 000	−1 %	−1 %
8		−0,5 %	0 %
12		−4,5 %	−4 %
10		+3 %	+3,5 %
7		−4 %	−3,5 %
8		−2 %	−1,5 %
10		+2 %	+2,5 %

Pour vérifier les relations 8.4 ou 8.5, il suffit de mesurer la perte de pression statique entre deux sections de la conduite. La relation 8.2 permet d'obtenir le coefficient de perte de charge à condition de connaître la vitesse du fluide. Nous déterminons cette vitesse à partir du débit massique mesuré à l'aide du diaphragme. Les mesures de perte de pression sont effectuées entre deux sections distantes de 2,90 mètres. Nous avons utilisé un manomètre type Fortier avec le nitrométhane comme liquide manométrique.

L'ensemble des résultats est présenté dans le tableau 8.1. Les écarts entre les coefficients de perte de charge mesurés et ceux calculés théoriquement à l'aide des formules 8.4 ou 8.5 sont inférieurs à ± 4 %. La valeur moyenne de ces écarts est de l'ordre de ± 2 %.

8.3 - SYMÉTRIE DE VITESSE

Même si la section d'essai est située par rapport au coude le plus proche, à une distance égale à 70 fois le diamètre de la conduite, nous avons vérifié qu'il n'y avait aucune dissymétrie de vitesses. Pour ce faire, nous avons mesuré la vitesse moyenne en différents points de la section suivant trois diamètres différents. Le tableau 8.2 résume les résultats obtenus.

Vérification de la symétrie de vitesse — Tableau 8.2

Numéro d'essai	Position	Distance à la la paroi mm	Vitesse m/s	Vitesse moyenne pour une distance donnée	Ecart par rapport à la vitesse moyenne
5		0,4	0,6395		-1,8 %
5		0,4	0,6547	0,6513	+0,5 %
5		0,4	0,6597		+1,2 %
5		15,4	0,9270	0,9306	-0,1 %
5		15,4	0,9349		+0,5 %
5		25,4	0,9977		-0,4 %
5		25,4	1,0023	1,0022	+0 %
5		25,4	1,0067		+0,4 %
6		0,4	0,6507		-0,03 %
6		0,4	0,6516	0,6509	+0,1 %
6		0,4	0,6503		-0,1 %
6		15,4	0,9329		+0,2 %
6		15,4	0,9287	0,9308	-0,2 %
6		15,4	0,9308		0 %
6		25,4	1,0098		+0,1 %
6		25,4	1,0066	1,0088	-0,2 %
6		25,4	1,0099		+0,1 %
6		40,3	1,0765		+0,14 %
6		40,3	1,0738	1,0750	-0,1 %
6		40,3	1,0747		-0,03 %

Les écarts relevés entre la vitesse mesurée à la même distance de la paroi suivant des diamètres différents n'excèdent pas ± 1 %. La valeur moyenne de ces écarts est de l'ordre de ± 0,2 %. Ceci étant inférieur à l'erreur théorique calculée pour la vitesse, nous concluons à une symétrie parfaite de l'écoulement.

8.4 - PROFIL DE VITESSES

Nous avons effectué quelques mesures du profil de vitesses dans la zone logarithmique. Les résultats obtenus sont présentés sur les figures 8.1 et 8.2.

Les points de mesures obtenus pour un nombre de Reynolds égal à 150 000 (fig. 8.1) vérifient très bien la loi :

$$U_+ = A \log_{10} y_+ + B$$

Les résultats représentés sur la figure 8.2 semblent indiquer une erreur importante sur le positionnement de la sonde.

Compte tenu du faible nombre de mesures effectuées, nous estimons les résultats obtenus comme étant satisfaisants. Nous pouvons conclure à un bon fonctionnement dynamique de l'installation d'essai.

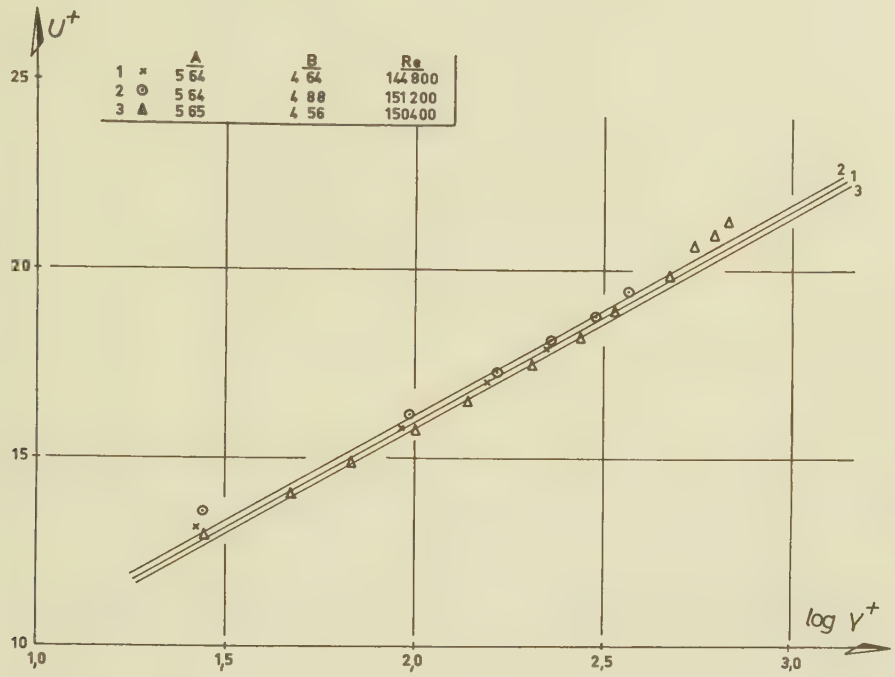


Figure 8.1 -

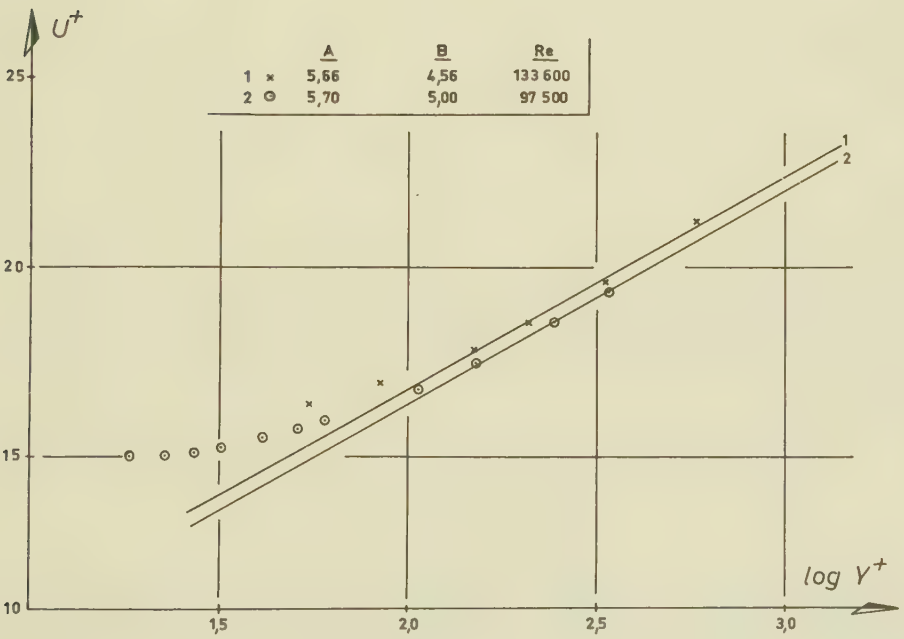


Figure 8.2 -

Chapitre IX

Résultats expérimentaux

9.1 - GÉNÉRALITÉS

L'étude du problème thermique nous a conduit à effectuer plus de 80 essais. Nous allons présenter dans ce qui suit les résultats obtenus.

En annexe D, nous avons groupé l'ensemble des valeurs obtenues lors des mesures ainsi que les différentes grandeurs calculées. Ces tableaux sont identifiés par un numéro et une date. Les numéros manquants correspondent à des essais que nous avons éliminés à cause d'une trop forte dispersion dans les résultats. Tous les essais portant un numéro supérieur à 50 ont été effectués à l'aide du centralisateur de mesure "Control Bailey". D'une façon générale, ils donnent de meilleurs résultats.

Toutes les courbes représentant les résultats sont groupées à la fin de ce chapitre. Elles portent en plus du numéro d'essai un numéro supplémentaire auquel nous nous référerons dans le texte.

L'ensemble des résultats comprend l'étude des profils adimensionnels de températures, de l'intensité des fluctuations de températures et du coefficient d'échange.

9.2 - PROFILS ADIMENSIONNELS DE TEMPÉRATURES

9.2.1 - Zone centrale

Lors de l'avant-projet, nous n'avions pas prévu la détermination du profil de températures dans cette région de l'écoulement. En effet, pour augmenter la précision du mécanisme de déplacement, nous avons limité intentionnellement sa course à 20 mm. Nous avons cependant, grâce à une sonde plus longue, réussi à explorer une région s'étendant de 22 mm à 42 mm de la paroi. La figure 9.1 montre les résultats obtenus lors des essais 72 - 73 et 74.

La distribution de température est bien représentée par la loi :

$$\theta_{1+} - \theta_{+} = K_1 (r/r_o)^2$$

Nous obtenons des valeurs du facteur K_1 se situant entre 7,7 et 8,0. Ces résultats sont parfaitement en accord avec ce qui a déjà été trouvé. Il aurait cependant été intéressant de pousser l'étude plus loin et de faire des essais à différents nombres de Reynolds. Etant donné le temps limité dont nous disposions, nous avons préféré étudier plus à fond la zone contrôlée par la paroi.

9.2.2 - Zone logarithmique

Tous les résultats d'essais effectués dans cette région de l'écoulement apparaissent sur les figures 9.2 à 9.17. Pour chaque nombre de Reynolds, nous présentons les résultats d'un essai type, suivi des résultats de l'ensemble des essais effectués pour ce même nombre de Reynolds.

Nous obtenons bien des profils adimensionnels de températures représentés par la loi :

$$\theta_+ = A_\theta \log_{10} Y_+ + B_\theta$$

Les points de mesures sont très groupés autour de la droite théorique, déterminée à l'aide de la méthode des moindres carrés. Les quelques points qui s'en éloignent (fig. 9.6, 9.2) sont dûs à une dérive de la température de stabilisation. Ils sont peu nombreux puisque nous corrigions très rapidement.

Lors du premier dépouillement, nous avons obtenu pour chaque essai une valeur de A_θ et de B_θ. Malheureusement, étant donné l'imprécision sur la mesure de la température de paroi, nous avions une forte dispersion sur les valeurs de B_θ. Afin de comparer les résultats de l'ensemble des essais, nous avons recalculé les températures adimensionnelles θ_+ avec une température de paroi correspondant à $B_\theta \simeq 30,0$. Pour un nombre de Reynolds donné, nous avons calculé une valeur moyenne de A_θ, à l'aide de la méthode des moindres carrés, en faisant passer toutes les droites par la même ordonnée pour une valeur de l'abscisse correspondant à $\log_{10} Y_+ = 2,0$.

Le tableau 9.1 résume l'ensemble des résultats obtenus pour la zone logarithmique. Le tableau 9.2 donne les pentes moyennes de la droite en fonction des différents nombres de Reynolds. Une première pente a été calculée en supposant le début de la zone logarithmique à $Y_+ = 15$. La deuxième a été obtenue avec $Y_+ = 30,0$ comme origine de la région dans laquelle s'applique la loi logarithmique. Dans les deux cas, la limite supérieure de cette zone a été fixée à $Y_+ = 0,2\ R_{e*}$.

Pour les nombres de Reynolds supérieurs à 80 000, la valeur de A_θ est constante et égale à 4,55. Pour les nombres de Reynolds inférieurs à 50 000, la pente augmente très rapidement (fig. 9.36). Le développement théorique exposé au chapitre 1 n'est valable que pour des valeurs élevées du nombre de Reynolds. Il n'est donc pas impossible qu'à faibles nombres de Reynolds, la valeur de A_θ évolue. Il est cependant peu probable que cette variation soit aussi importante que celle enregistrée lors des essais.

On peut penser à une distorsion du profil de températures dans la partie centrale due à la convection naturelle. La zone contrôlée par la paroi ne dépendant que des conditions aux frontières, le profil de températures n'est probablement pas altéré dans cette zone. Le raccordement des deux régions donne donc toujours une loi logarithmique, mais avec une pente différente.

Le critère permettant d'évaluer l'importance de la convection naturelle dans un écoulement forcé est fondé sur le rapport suivant :

$$\frac{G_r}{(R_e)^2} = \frac{\rho^2\, g\, \beta\, (T - T_\infty)\, L^3}{\frac{\mu}{(R_e)^2}}$$

Pour un nombre de Reynolds égal à 16 000, avec $(T - T_\infty) = 2,5°C$ et $L = 0,1$ m, il vient :

$$\boxed{\frac{G_r}{(R_e)^2} = 0,05}$$

Résultats d'essais pour la zone logarithmique — Tableau 9.1

Essai numéro	Reynolds	A_θ $Y_+ > 30$	B_θ	R.M.S.	A_θ $Y_+ > 15$
43	214 000	4,30	30,0		
42	214 000	4,60	30,0		
41	214 000	4,45	30,0		
40	217 000	4,83	30,0		
37	228 000	4,61	30,0		
Ensemble des essais	215 000	4,57	29,91	0,375	4,60
85	196 000	4,44	30,0	0,186	
84	196 500	4,47	30,0	0,176	
83	198 000	4,58	30,0	0,142	
82	198 000	4,45	30,0	0,111	
81	199 000	4,42	30,0	0,216	
Ensemble des essais	197 000	4,47	29,84	0,177	4,37
34	147 500	4,46	30,0	0,242	
36	145 000	4,62	30,0	0,247	
Ensemble des essais	145 000	4,55	30,07	0,247	4,66
32	109 000	4,75	30,0	0,176	
35	108 000	4,45	30,0	0,249	
31	102 000	4,66	30,0	0,146	
55	116 000	4,52	30,0	0,249	
27	98 000	4,88	30,0	0,144	
25	116 000	4,52	30,0	0,212	
56	115 000	4,52	30,0	0,117	
Ensemble des essais	110 000	4,61	29,83	0,196	4,64
58	81 000	4,35	30,0	0,129	
59	80 000	4,34	30,0	0,129	
60	81 000	4,34	30,0	0,167	
61	81 000	4,50	30,0	0,217	
57	80 000	4,67	30,0	0,194	
26	90 000	4,42	30,0	0,191	
12	86 000	4,49	30,0	0,258	
Ensemble des essais	82 000	4,55	30,14	0,202	4,66
53	46 000	5,92	30,0	0,273	
63	47 000	5,25	30,0	0,183	
65	49 000	5,66	30,0	0,082	
66	49 000	4,69	30,0	0,102	
67	49 000	5,97	30,0	0,179	
Ensemble des essais	47 500	5,51	29,86	0,331	5,60

Résultats d'essais pour la zone logarithmique — Tableau 9.1 (suite)

Essai numéro	Reynolds	A_θ $Y_+ > 30$	B	R.M.S.	A_θ $Y_+ > 15$
19	16 000	23,06	27,32	0,227	
80	16 000	20,14	31,96	0,066	
Ensemble des essais	16 000	21,72			22,49
76	23 000	8,41	30,0	0,203	
47	27 000	8,60	30,0	0,197	
69	25 000	8,91	30,0	0,171	
68	25 000	9,35	30,0	0,187	
77	23 000	8,53	30,0	0,111	
Ensemble des essais	24 000	8,83	29,87	0,196	8,85

Tableau 9.2

Reynolds	A_θ $Y_+ > 30$	A_θ $Y_+ > 15$
215 000	4,57	4,60
197 000	4,47	4,37
145 000	4,55	4,66
110 000	4,61	4,64
82 000	4,55	4,66
47 500	5,51	5,60
24 000	8,83	8,85
16 000	21,72	22,49

Il n'existe malheureusement pas de résultats expérimentaux qui permettent de prévoir, à partir de quelle valeur de ce rapport, le profil de température peut varier sous l'effet de la convection naturelle. Il nous aurait donc fallu mesurer le profil de températures suivant différents diamètres pour nous assurer de la symétrie des températures. Cela n'est techniquement pas possible avec le mécanisme de déplacement actuel. Il serait cependant facile de transformer l'installation afin de pouvoir étudier l'apparition de la convection naturelle.

La limite supérieure de la zone logarithmique se situe approximativement à $Y = 0,2\, r_o$. La limite inférieure se situe entre $Y_+ = 12$ et $Y_+ = 15$.

9.2.3 - Sous-couche visqueuse

Lors de certains essais, nous avons réussi à effectuer quelques mesures dans la sous-couche visqueuse. Les résultats sont présentés sur les figures 9.18 à 9.35. Ces courbes donnant la distribution de la température en fonction de la distance ($T = f(Y)$) et les profils adimensionnels de températures ($\theta_+ = f(Y_+)$).

Ces profils permettent de vérifier la position de la paroi et d'obtenir le flux thermique dans la sous-couche ainsi que la température locale de paroi. C'est ainsi que nous avons constaté des différences entre le flux local et le flux moyen qui peuvent atteindre ± 30 % de flux moyen. Ces différences confirment l'hypothèse d'une dissymétrie de flux thermique dans la paroi due à un serrage non uniforme de l'élément chauffant. Heureusement, quelques essais tels que les essais numéro 79, 61, 34, 27, etc..., présentent un flux local approximativement égal au flux moyen. Ces essais montrent que la loi théorique $\theta_+ = Y_+ Pr$ est bien vérifiée dans la sous-couche. Des autres essais, il ressort qu'un flux local différent du flux moyen contribue à déformer le profil adimensionnel de température. Il semble cependant que dans la zone de transition les profils aient la même forme.

Pour les courbes représentées par les figures 9.36 à 9.41, nous avons recalculé la température adimensionnelle θ_+ en utilisant le flux local pour définir θ_*. Dans une zone s'étendant jusqu'à $Y_+ = 4,0$, le profil ainsi obtenu correspond très bien au profil théorique. Il est donc probable que ces dissymétries de flux disparaissent complètement au niveau de la zone de transition. D'ailleurs, nous obtenons la même pente de la loi logarithmique même si le flux local diffère dans la sous-couche.

L'épaisseur de la sous-couche thermique correspond à $Y_+ = 4,7 \pm 0,3$.

9.2.4 - Zone de transition.

Cette zone s'étend donc de $Y_+ = 4,7 \pm 0,3$ à $Y_+ = 13,5 \pm 1,5$. Les différentes courbes présentées à la fin de ce chapitre donnent un aperçu du profil adimensionnel de températures dans cette zone de l'écoulement. Etant donné les difficultés soulevées en 9.2.3, il ne nous apparaît pas possible d'adopter une loi théorique à ces profils.

9.3 - FLUCTUATIONS DE TEMPÉRATURES

Pour les essais effectués à l'aide du centralisateur de mesures "Control Bailey", nous avons obtenu suffisamment de valeurs pour pouvoir étudier les fluctuations de la température. Nous avons donc calculé l'écart quadratique moyen tel que défini au chapitre 6. Les résultats sont présentés par les figures 9.42 à 9.49. Le tableau 9.3 résume les principales propriétés de ces profils.

Caractéristiques des courbes représentant θ' en fonction de Y_+ — Tableau 9.3

R_e	Numéro fig.	θ'_+ max (1)	Y_+ pour θ'_+ max	Y_{+1} (2)	Y_{+2} (3)	θ'_+ pour $Y_+ = 25$
100 000	9.39	1,6	4,7	4	5,7	1,1
80 000	9.40	2,4	4,3	3,5	5,1	1,1
77 000	9.41	2,24	3,9	3,0	4,8	1,2
47 800	9.42	2,4	4,0	2,6	5,0	1,5
25 000	9.44	4,24	5	3,6	6,6	2,3
16 000	9.45	5,9	5,2	4,0	7,5	4,0

---

(1) $\theta'_+ = \theta'/\theta^*$.

(2)(3) Y_{+1} et Y_{+2} : limite de la région de l'écoulement dans laquelle les fluctuations de températures sont maxima.

Le maximum de fluctuations se situe pour tous les essais entre $Y_+ = 4,0$ et $Y_+ = 5,2$. Ce maximum diminue avec une augmentation du nombre de Reynolds. Il existe une région comprise entre Y_{+1} et Y_{+2} dans laquelle les fluctuations sont maxima et semblent à peu près constantes. Cette zone s'élargit lorsque nous diminuons le nombre de Reynolds. De plus, elle se situe au niveau de la limite de la sous-couche visqueuse. Le niveau de turbulence au début de la zone logarithmique ($Y_+ = 25$) augmente également avec une diminution du nombre de Reynolds. Sur la figure 9.44, nous présentons l'intensité de la fluctuation de température pour $Y_+ = 0$. Cette mesure a été réalisée à l'aide du thermocouple à aiguille. La valeur de θ' ainsi obtenue se situe dans le prolongement de la courbe $\theta' = f(Y_+)$. Les fluctuations de température ne sont donc pas nulles à la paroi.

En résumé, les courbes représentant les fluctuations de température en fonction de la distance adimensionnelle, présentent un maximum à la limite de la sous-couche. Ce maximum diminue avec une augmentation du nombre de Reynolds. L'intensité des fluctuations de températures tend vers une constante dès le début de la zone logarithmique ($Y_+ = 50$) figure 9.46.

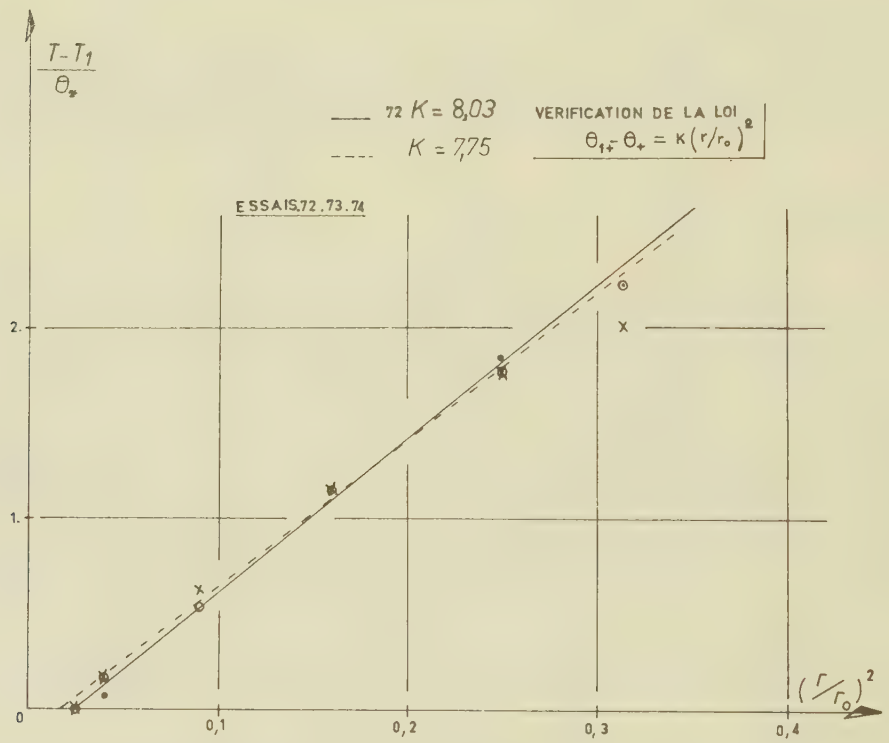


Figure 9.1 - Profils de température dans la zone centrale

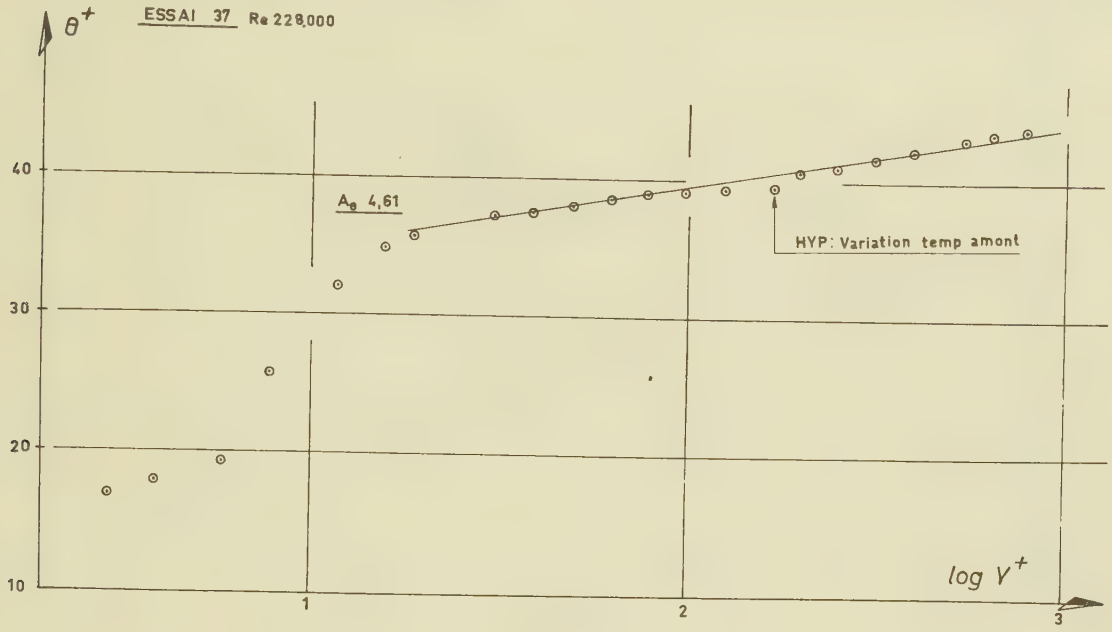


Figure 9.2 -

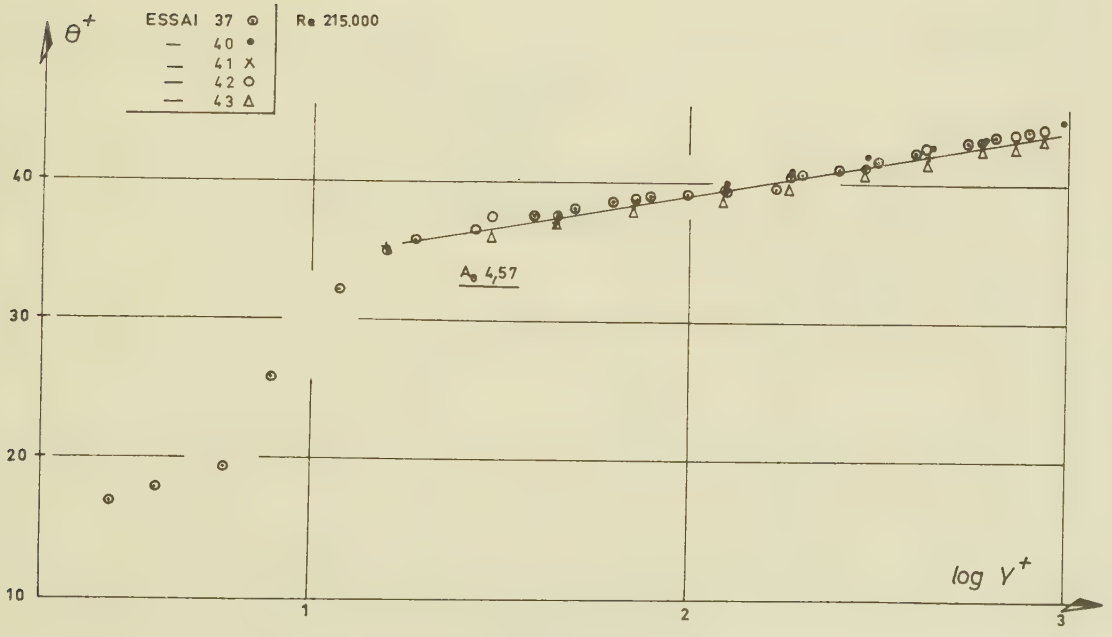


Figure 9.3 -

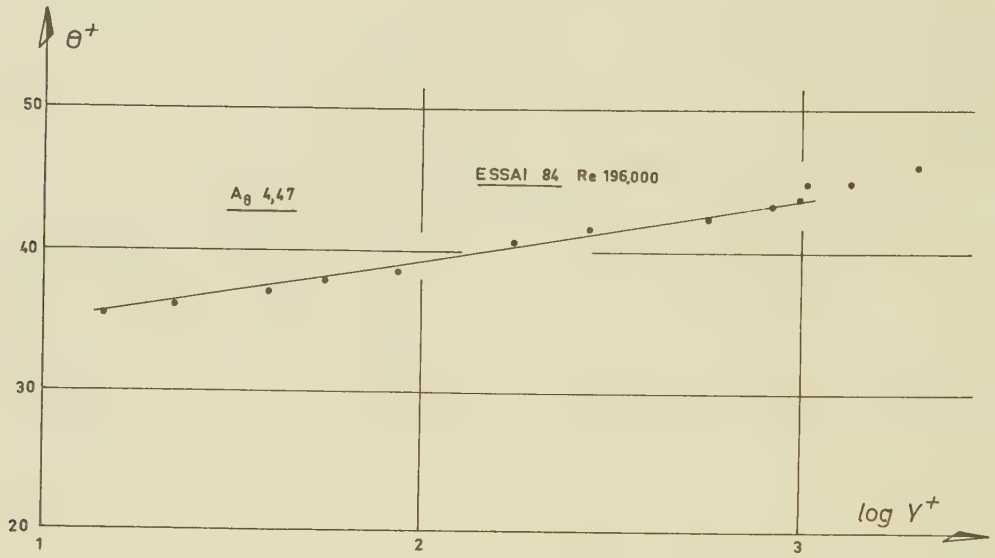


Figure 9.4 -

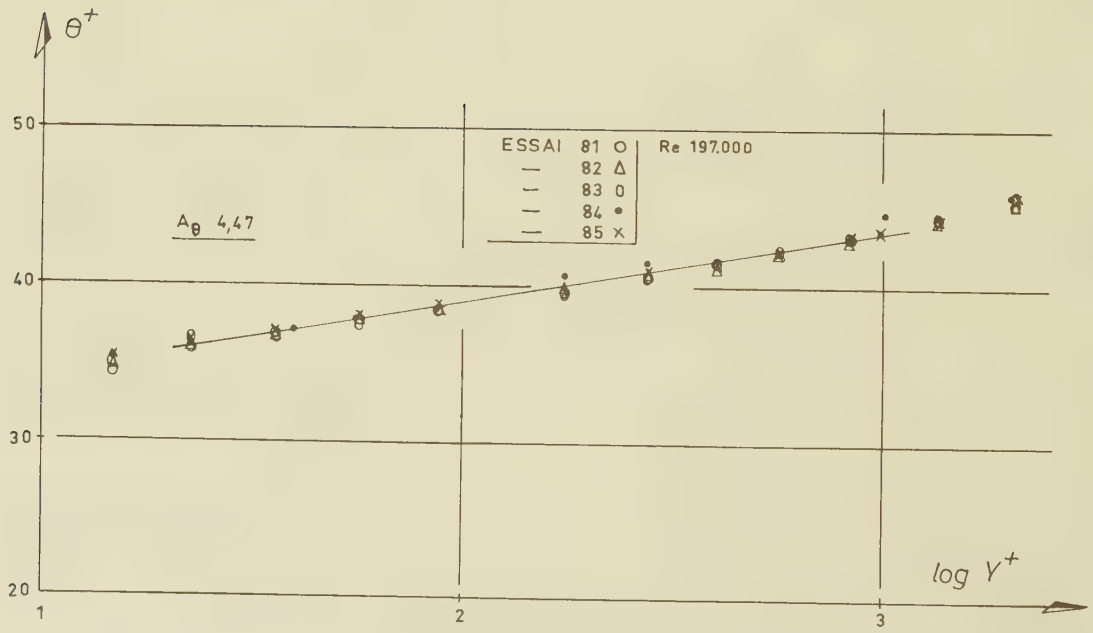


Figure 9.5 -

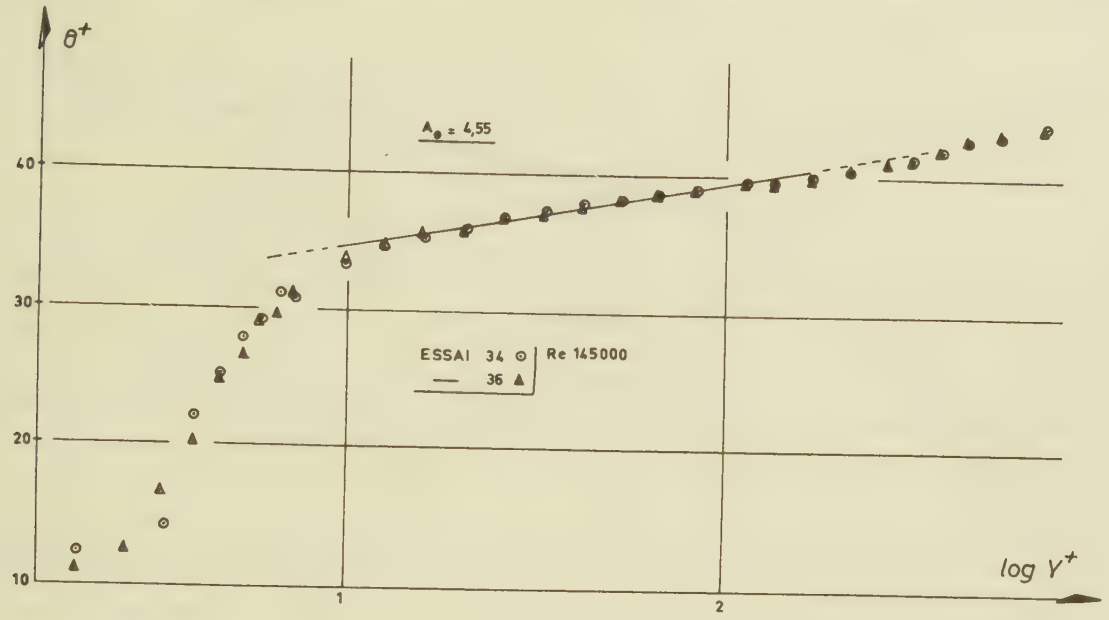


Figure 9.6 -

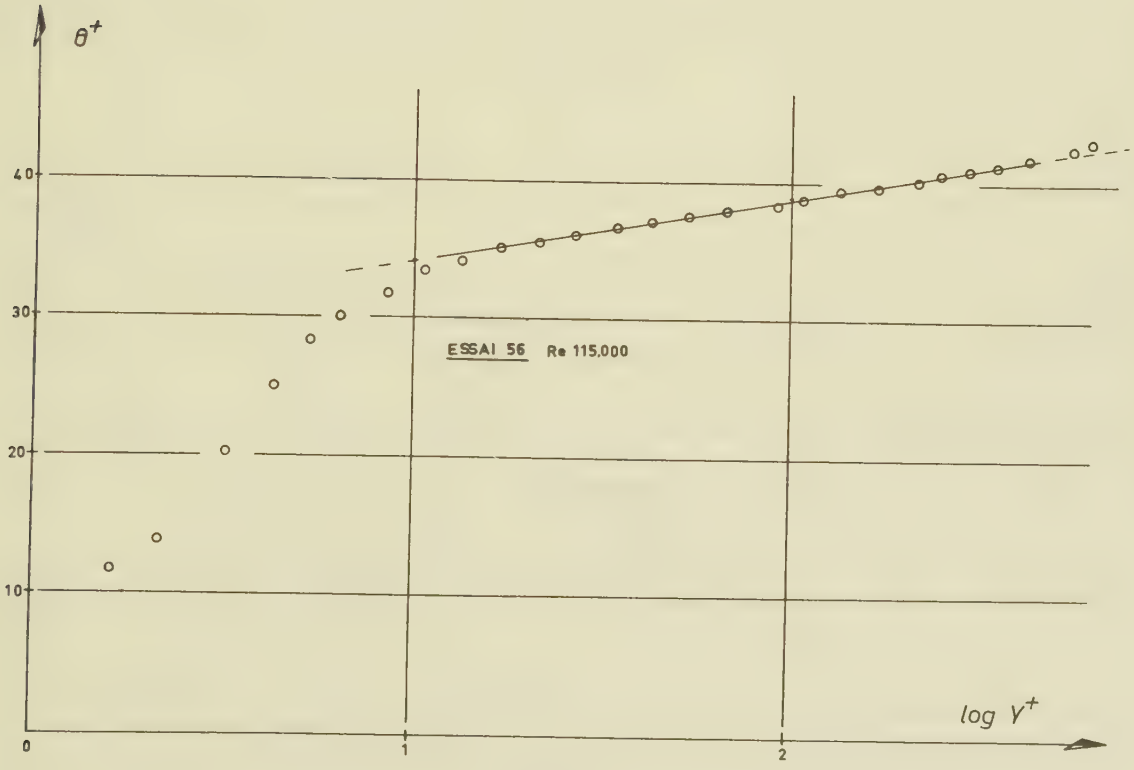


Figure 9.7 -

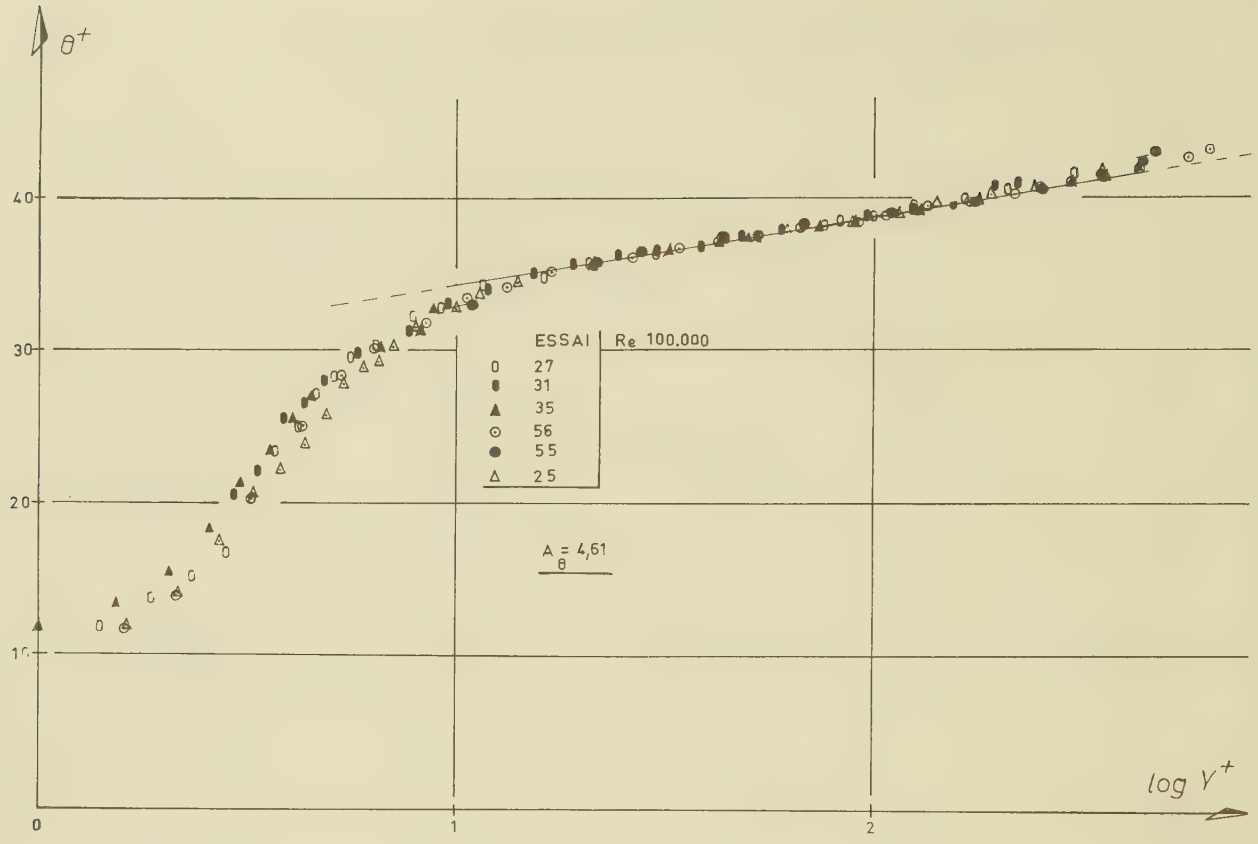


Figure 9.8 -

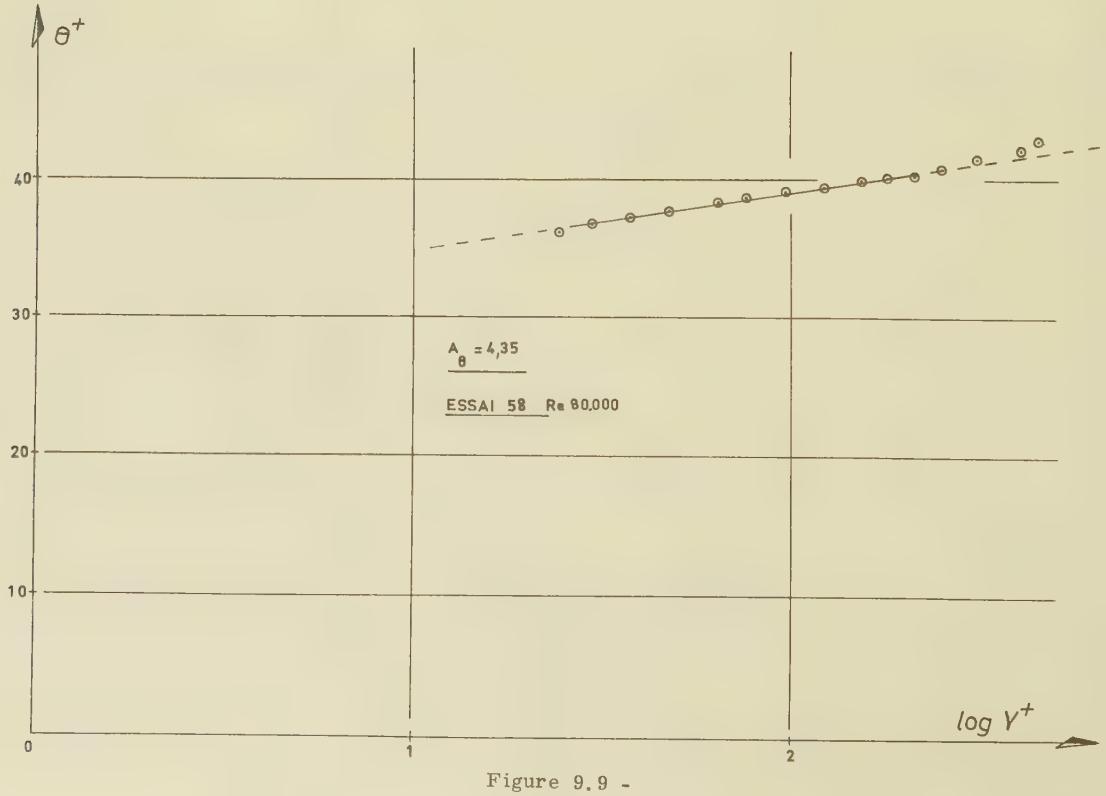


Figure 9.9 -

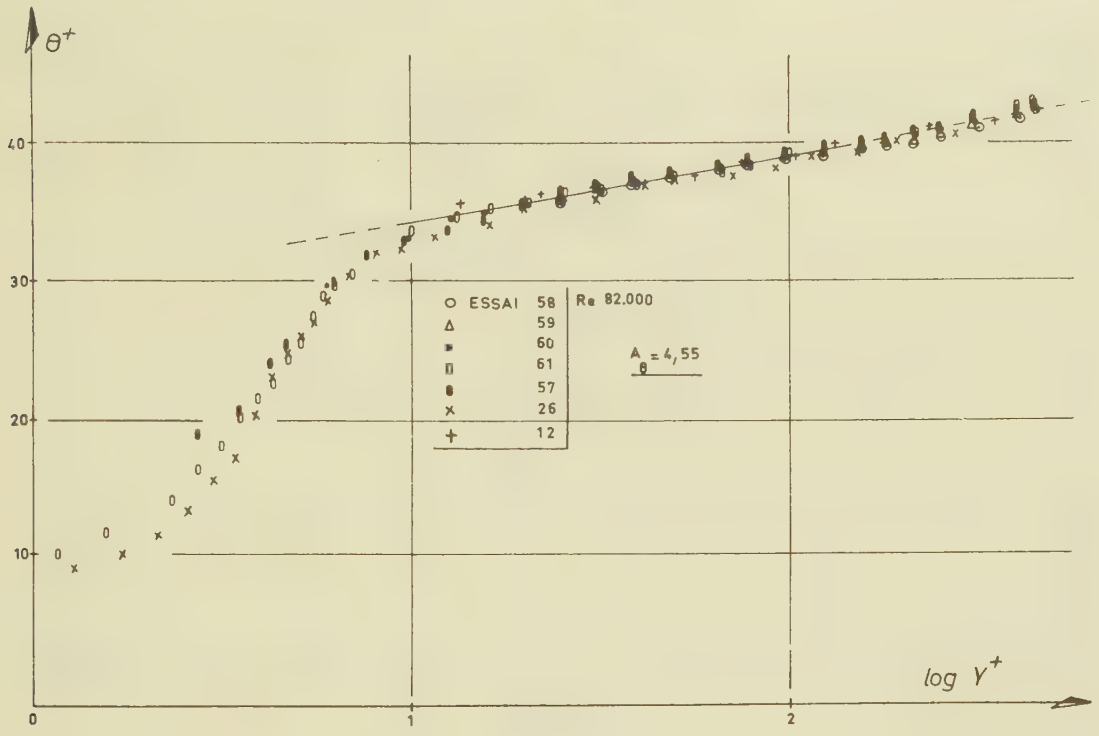


Figure 9.10

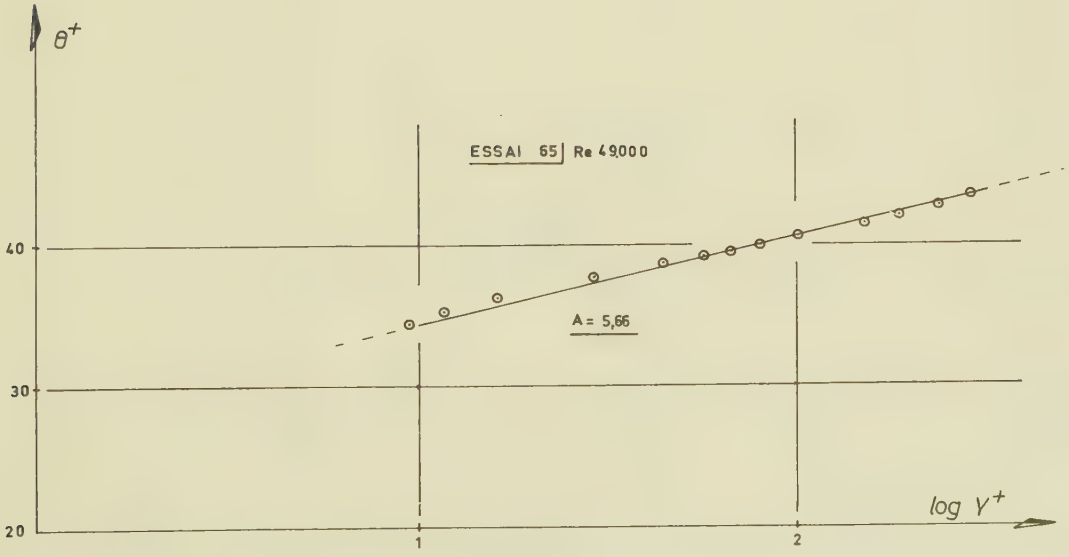


Figure 9.11

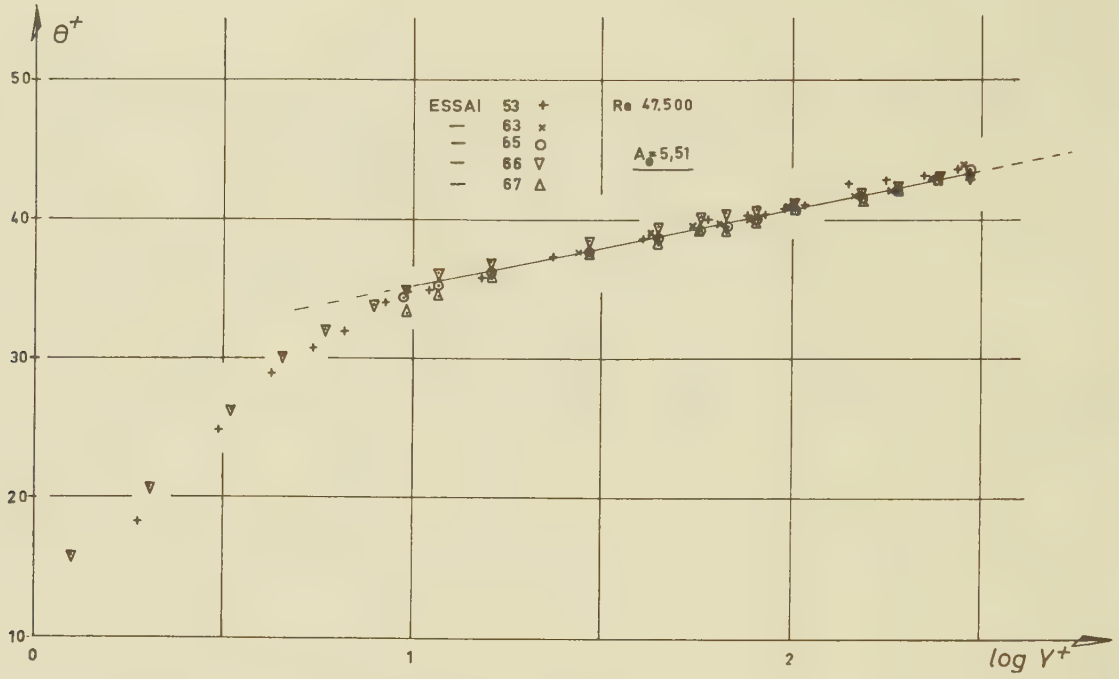


Figure 9.12

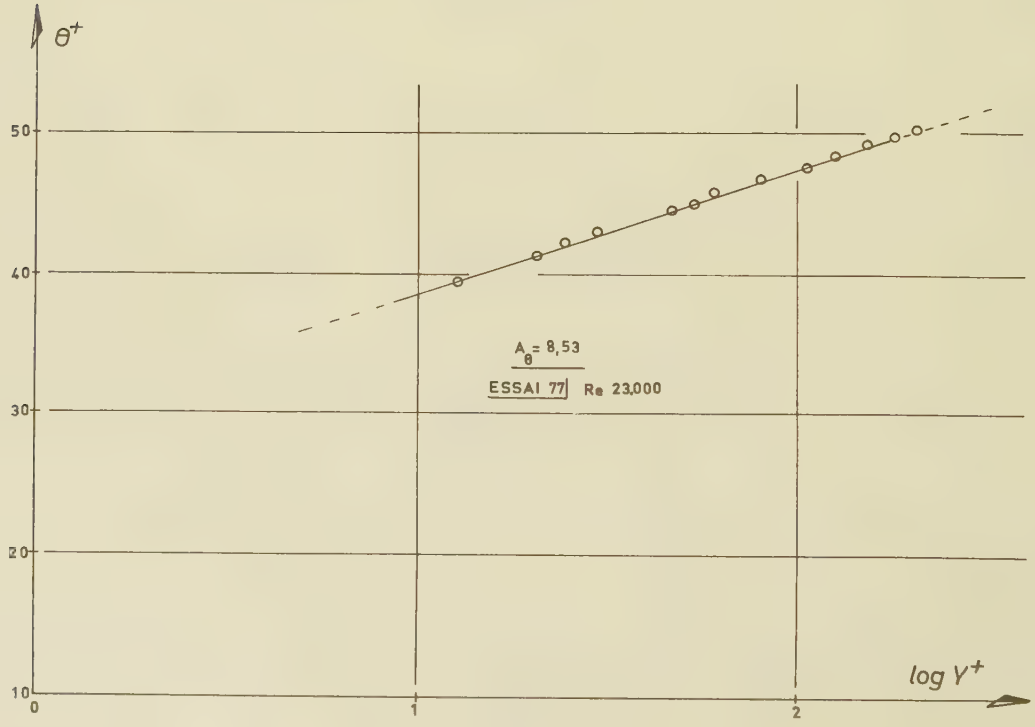


Figure 9.13

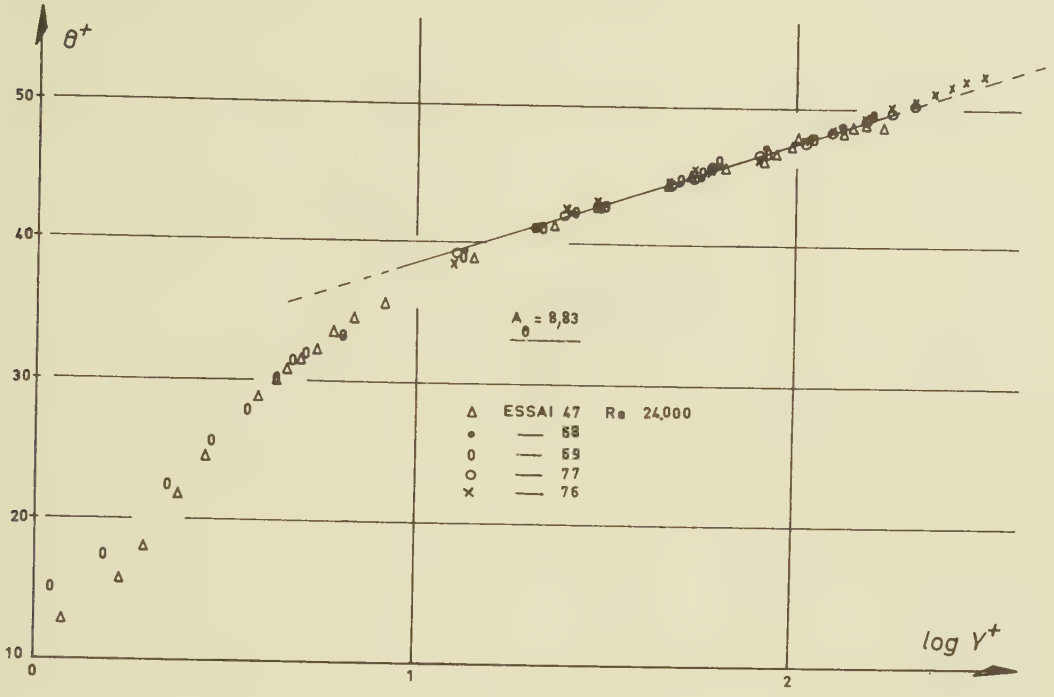


Figure 9.14

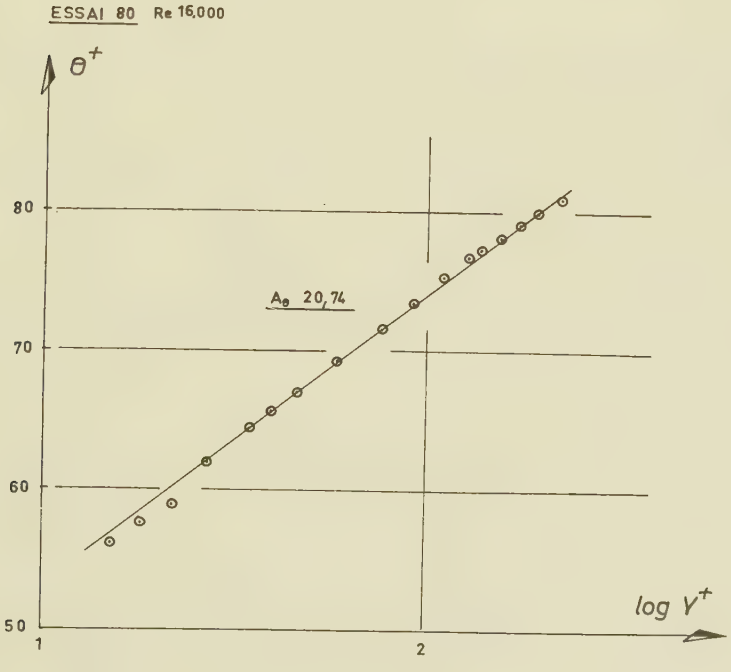


Figure 9.15

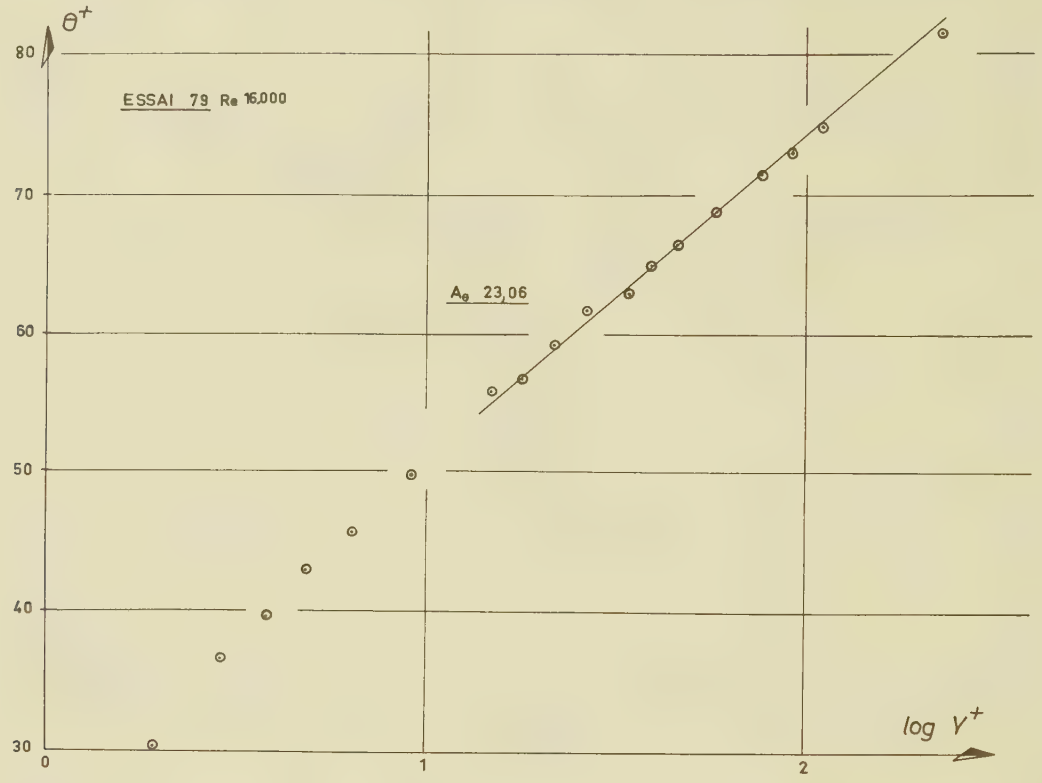


Figure 9.16

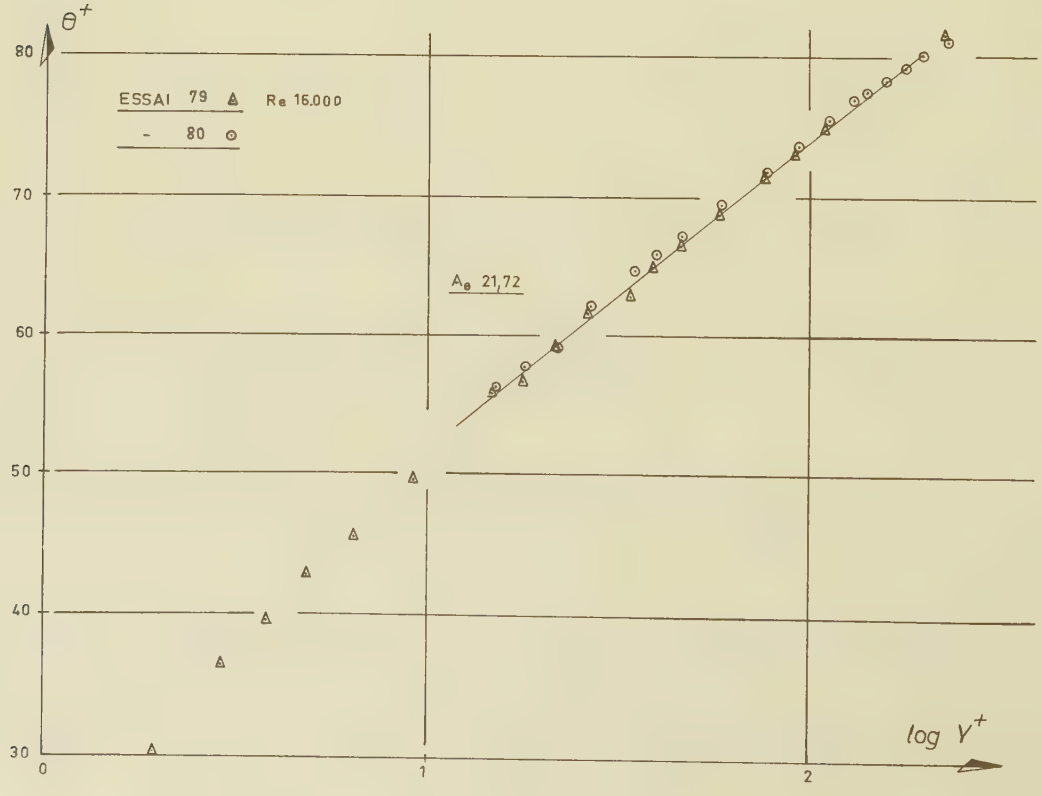


Figure 9.17

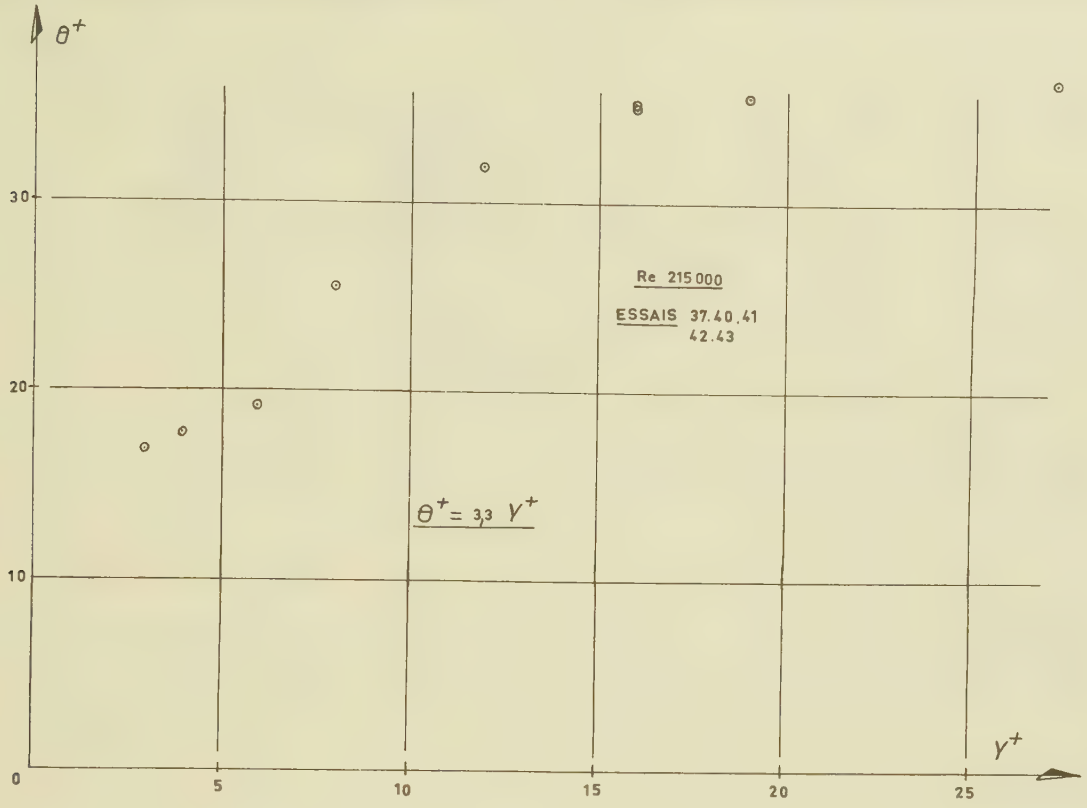


Figure 9.18

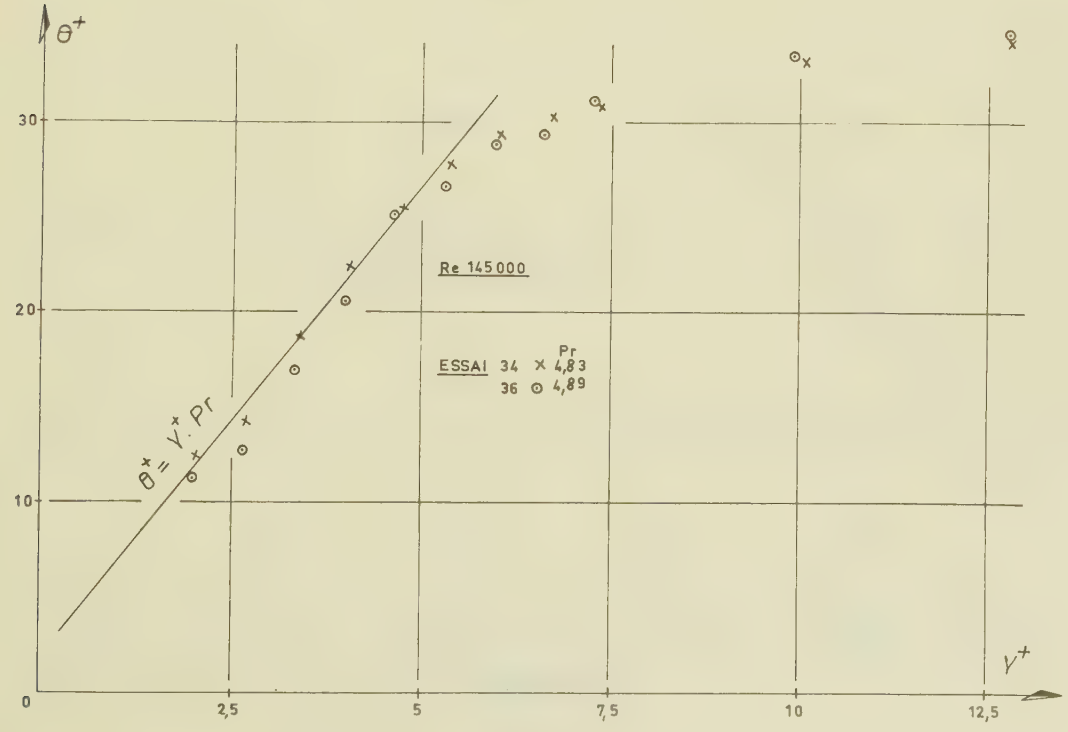


Figure 9.19

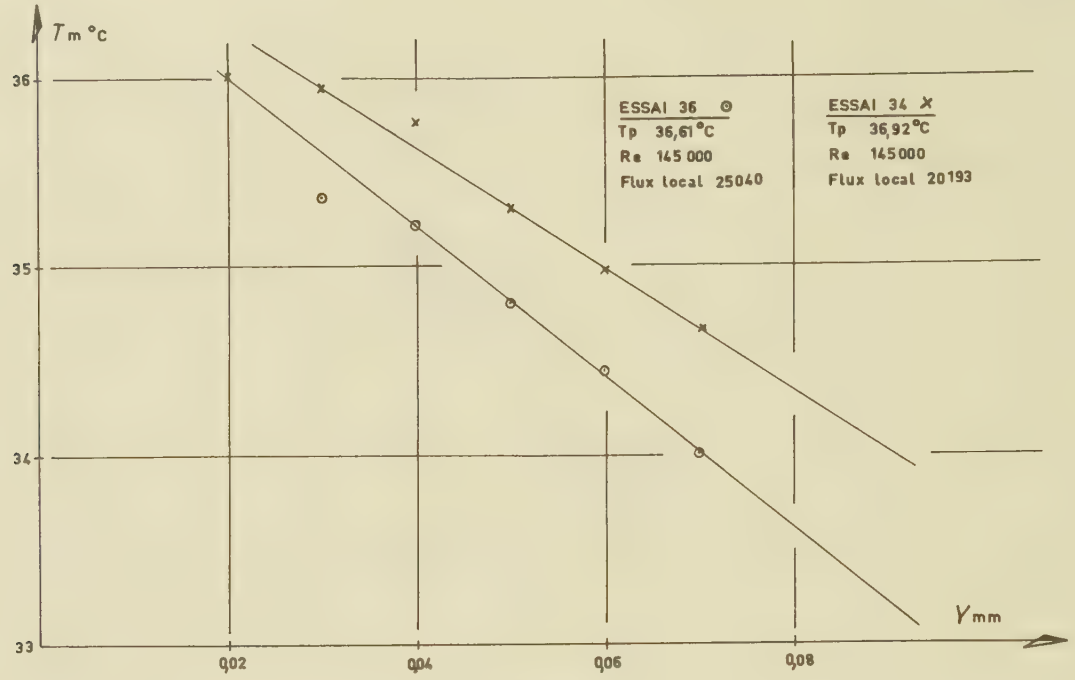


Figure 9.20

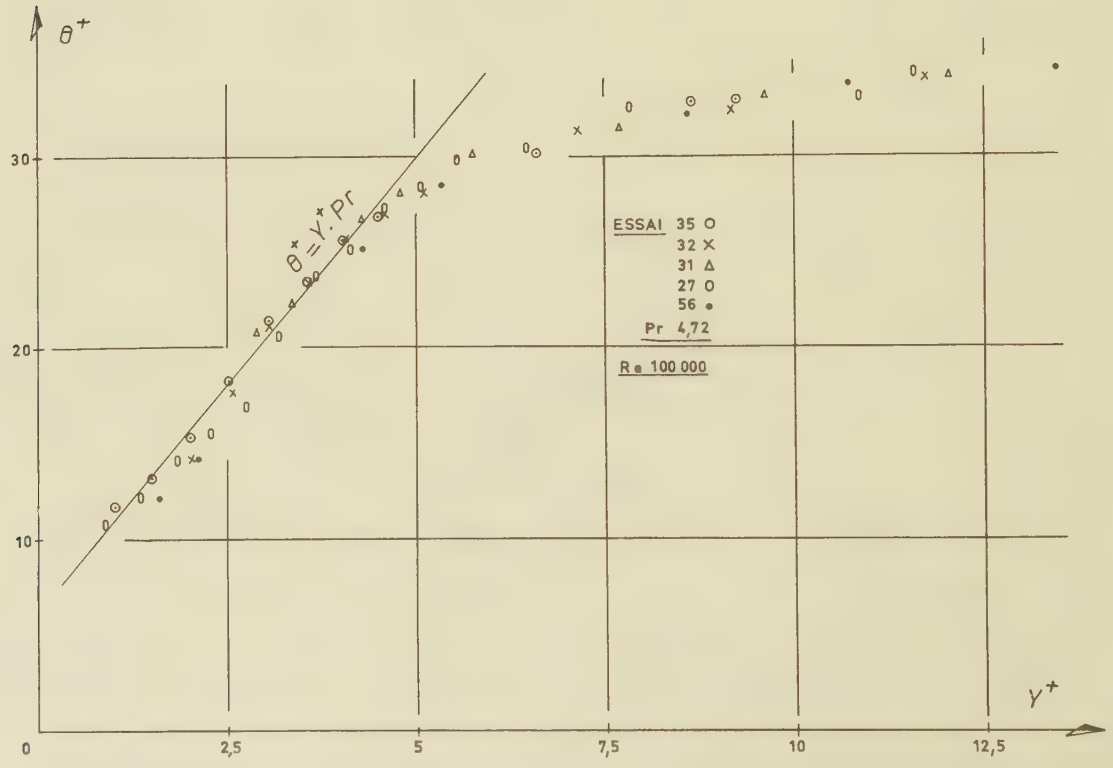


Figure 9.21

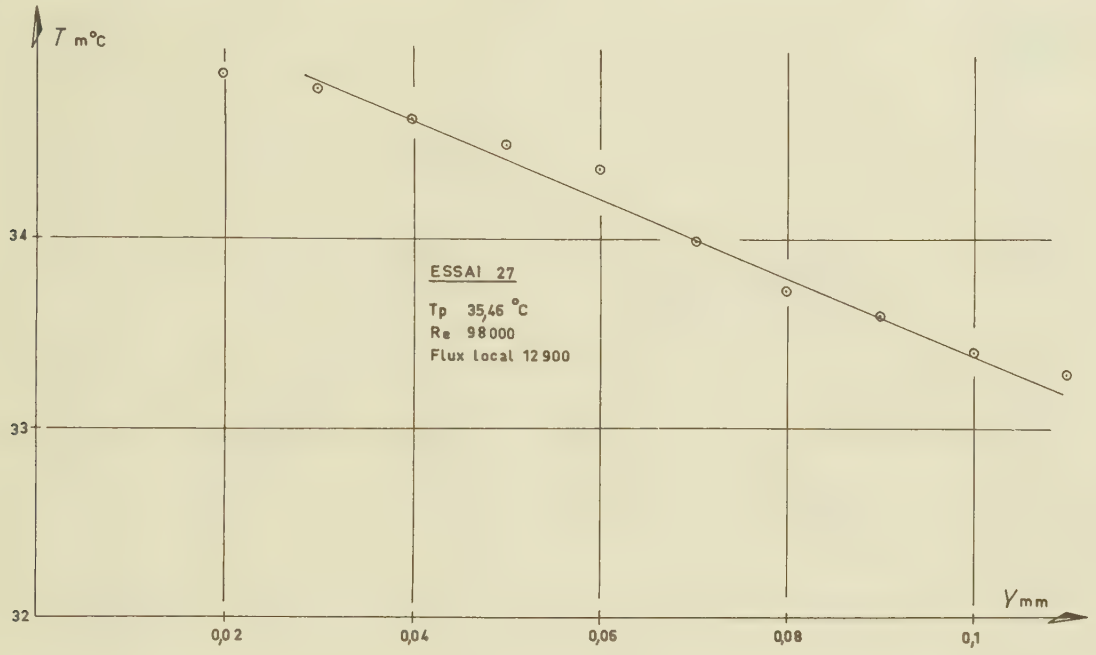


Figure 9.22

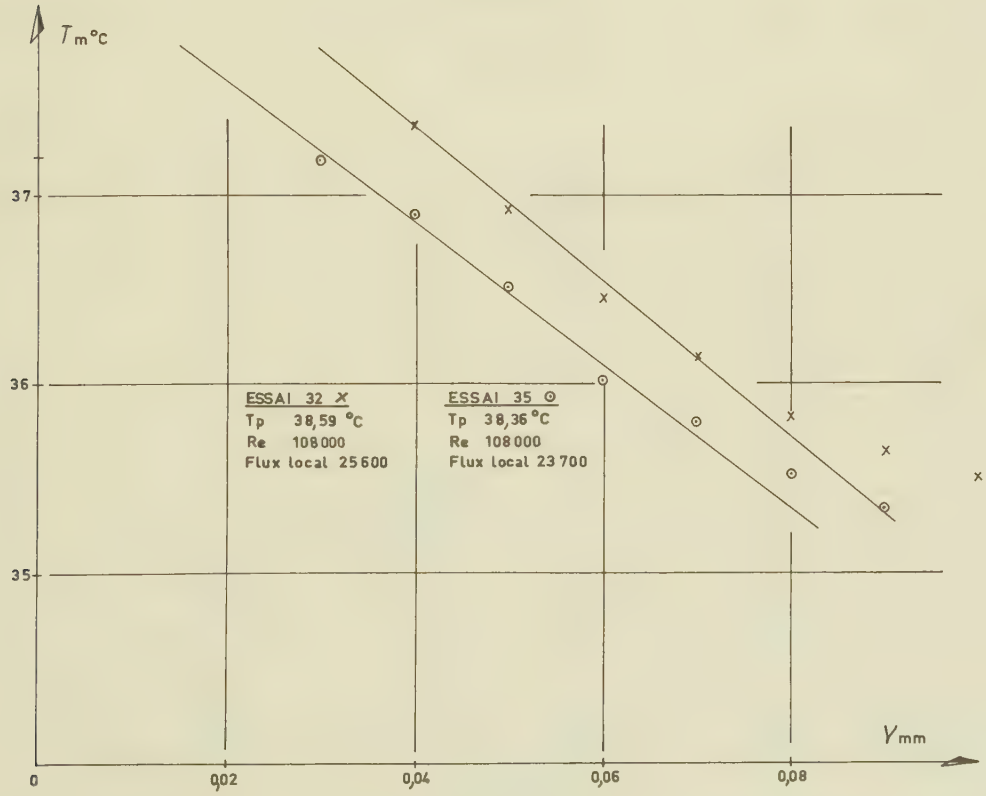


Figure 9.23

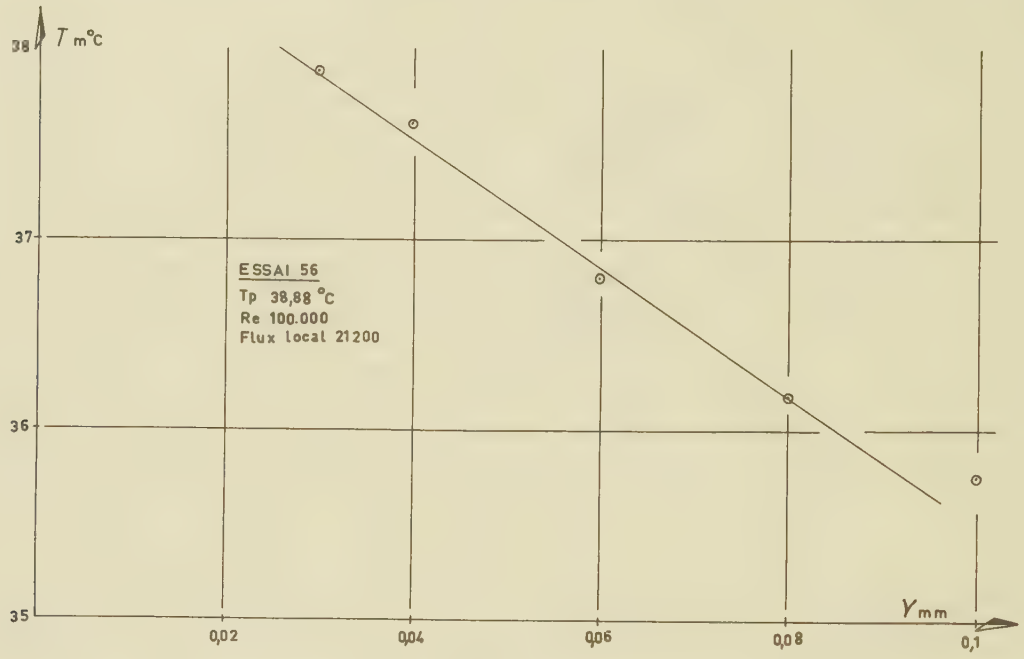


Figure 9.24

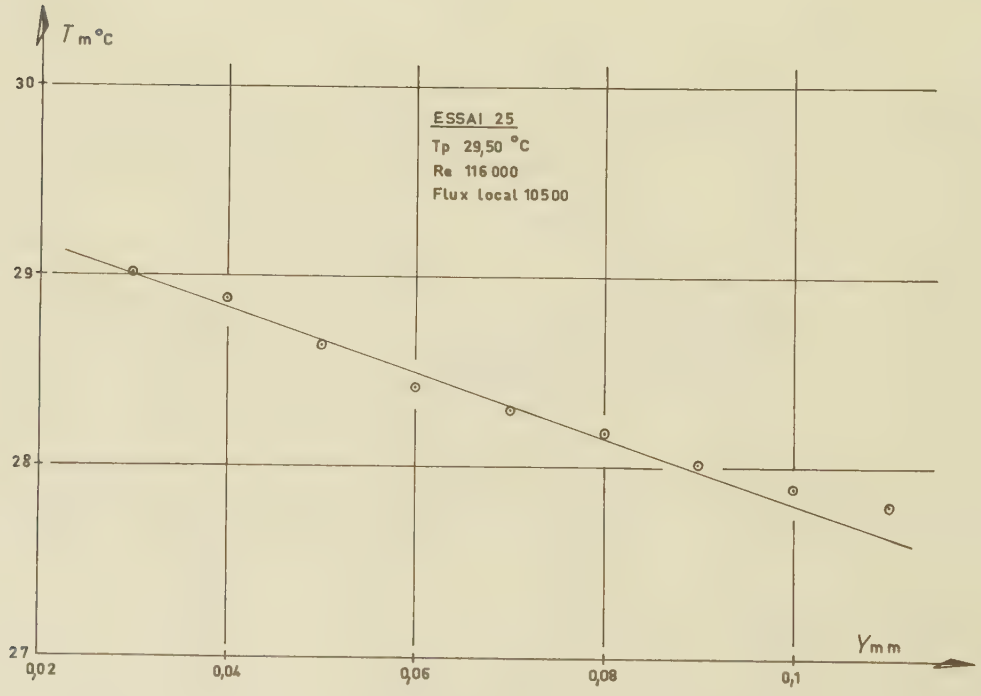


Figure 9.25

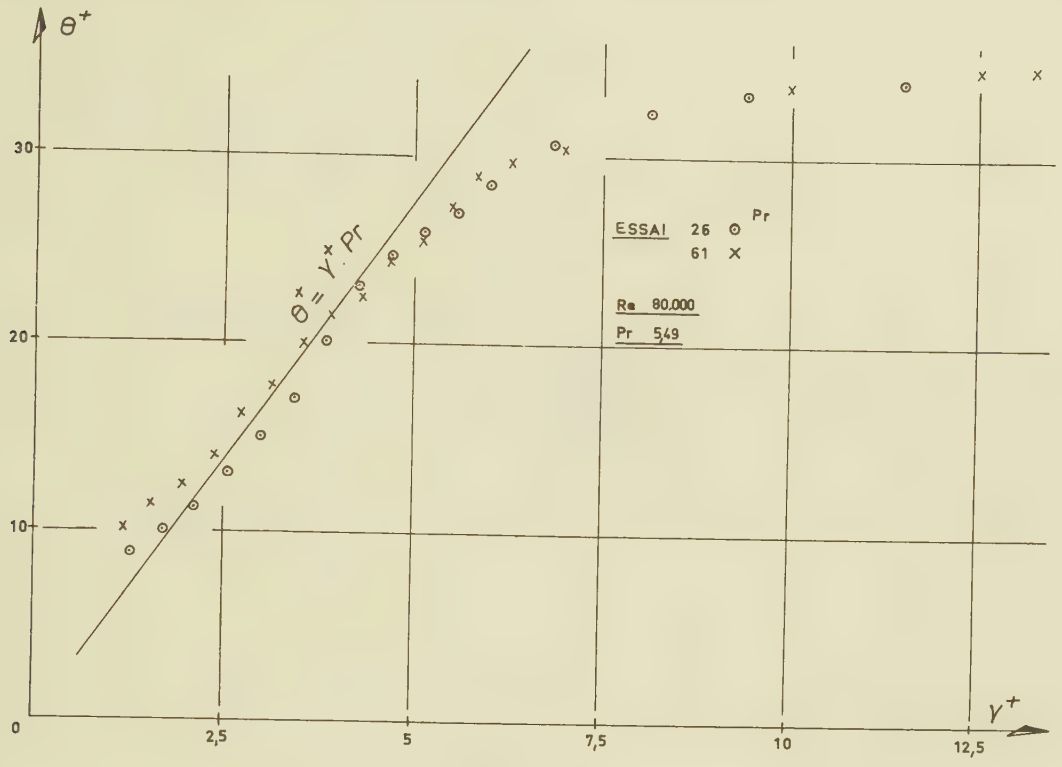


Figure 9.26

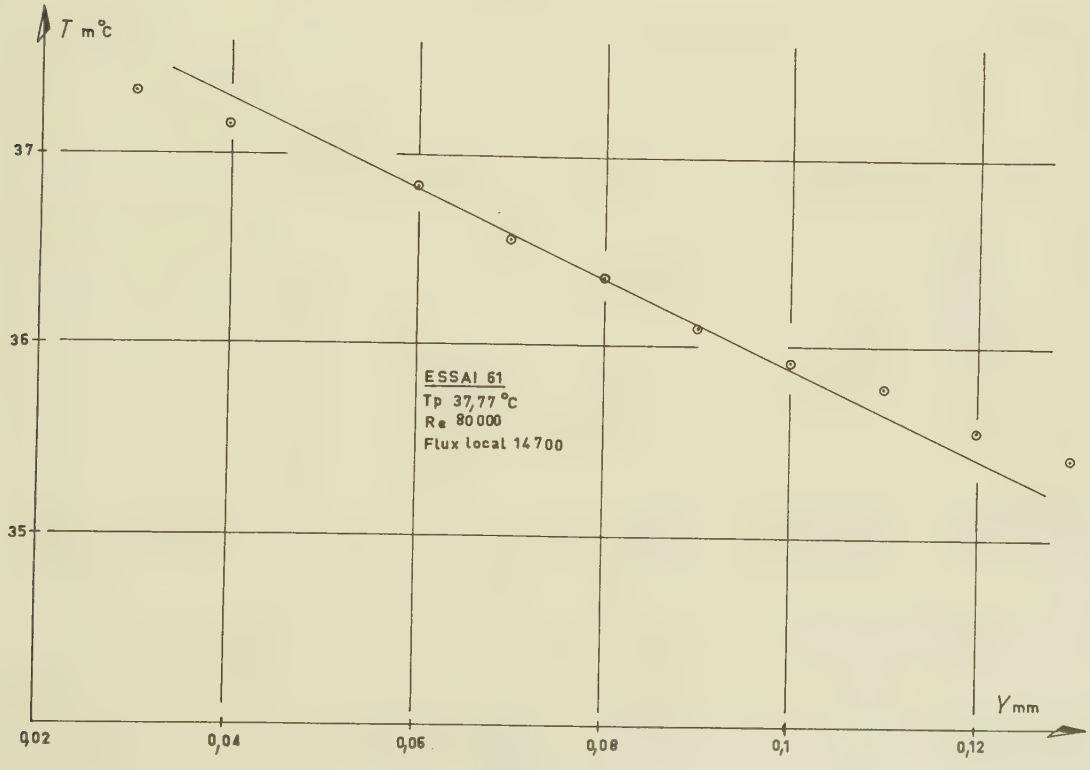


Figure 9.27

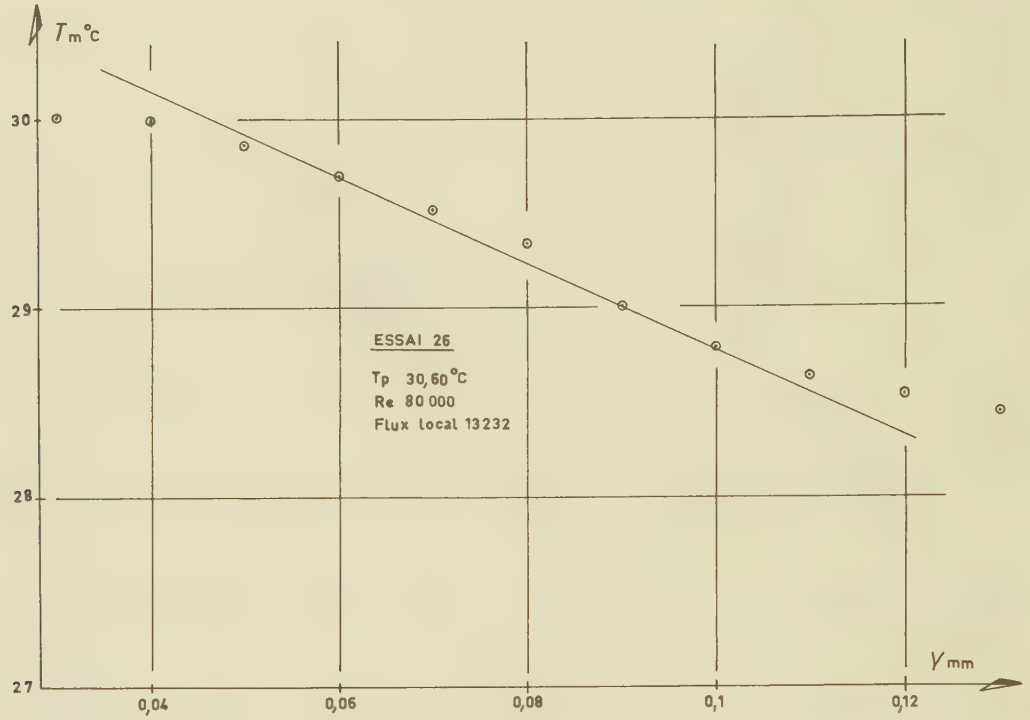


Figure 9.28

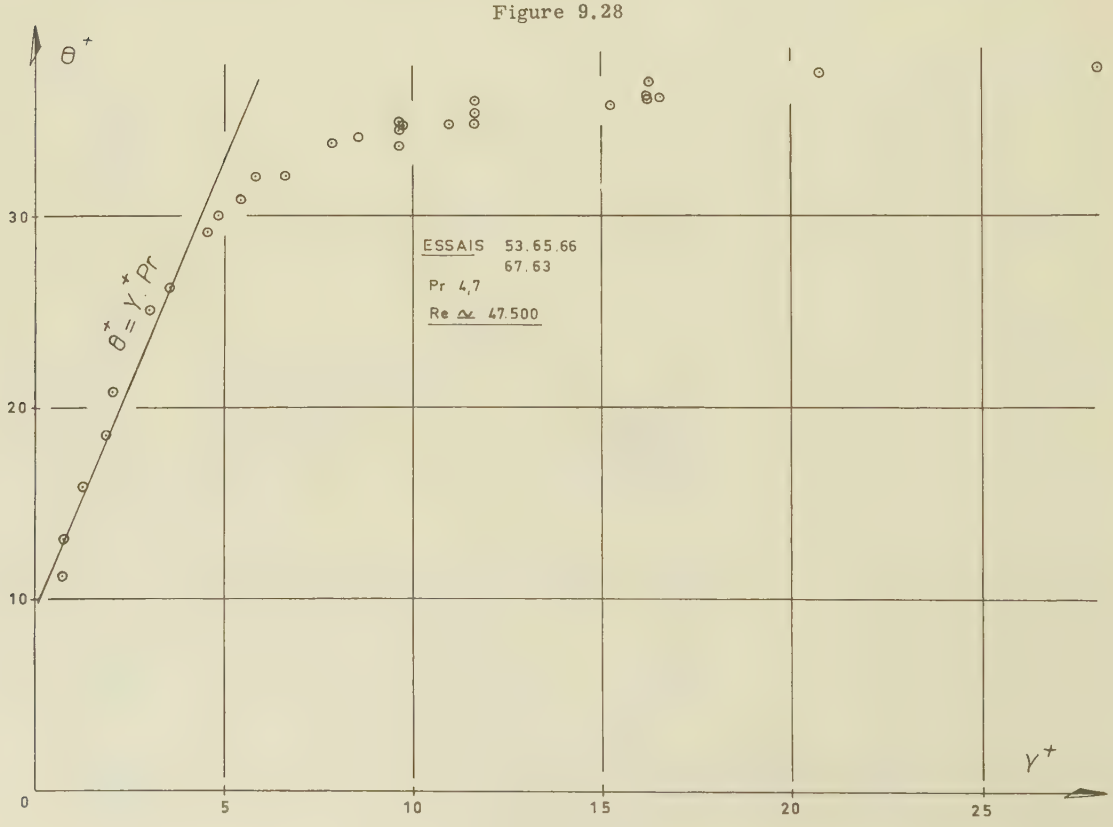


Figure 9.29

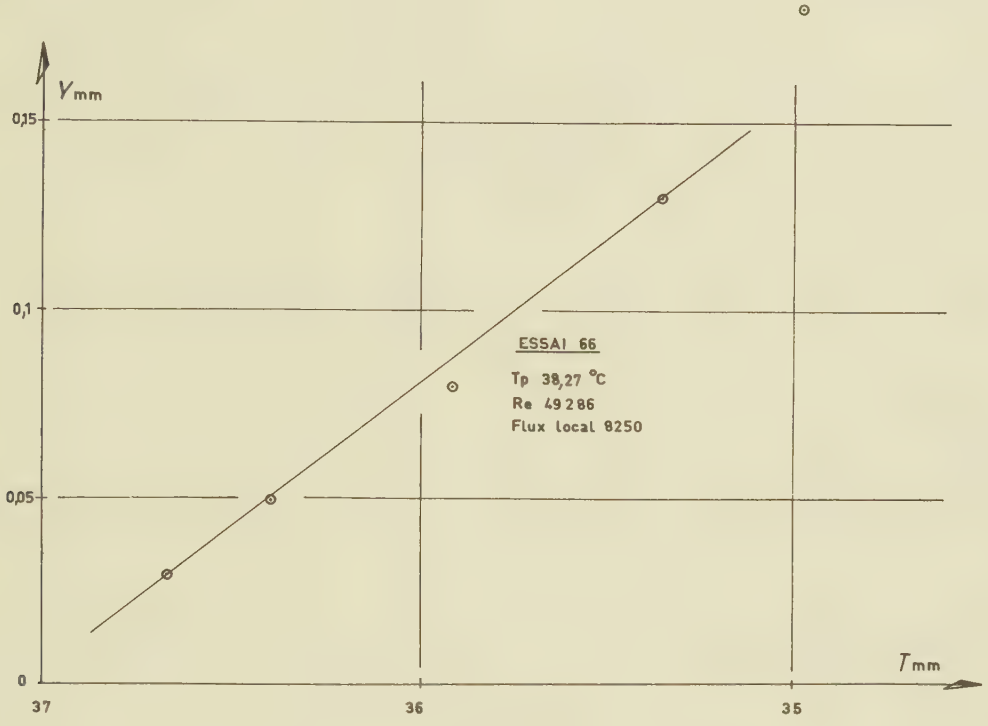


Figure 9.30

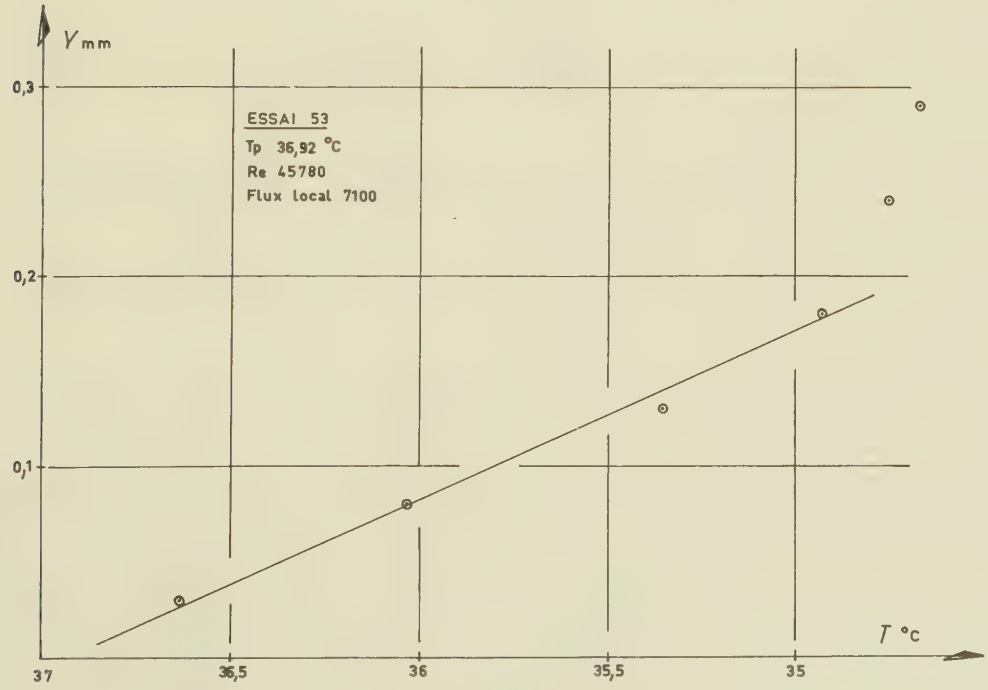


Figure 9.31

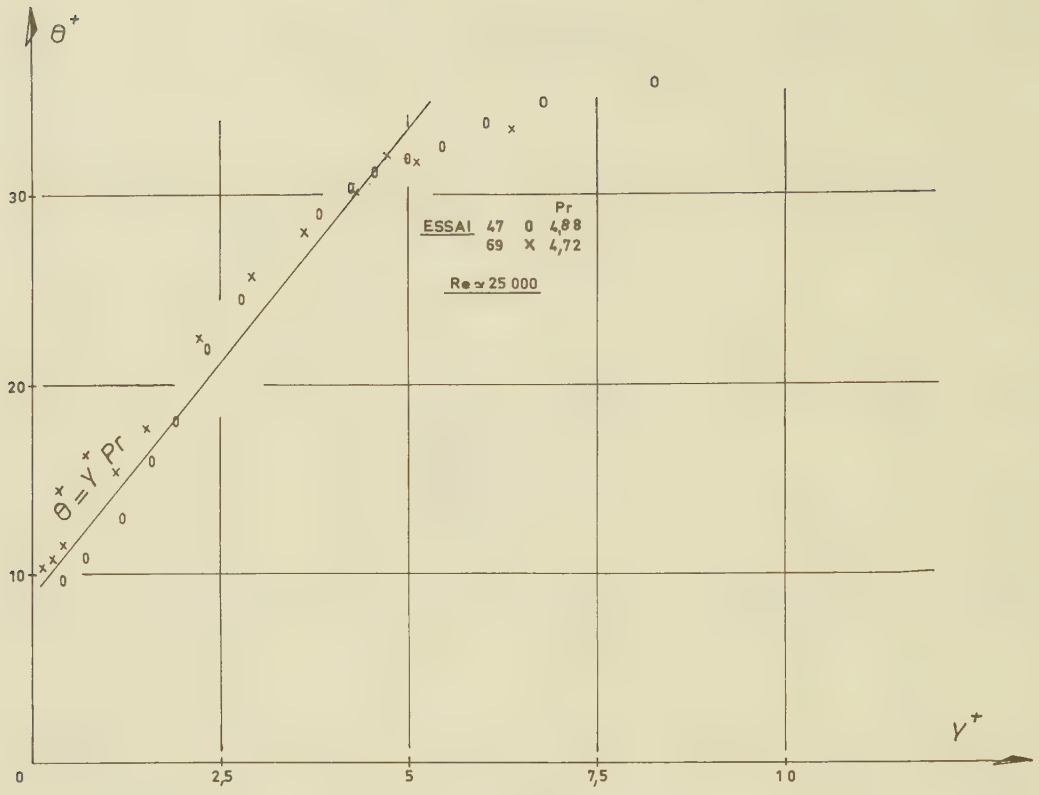


Figure 9.32

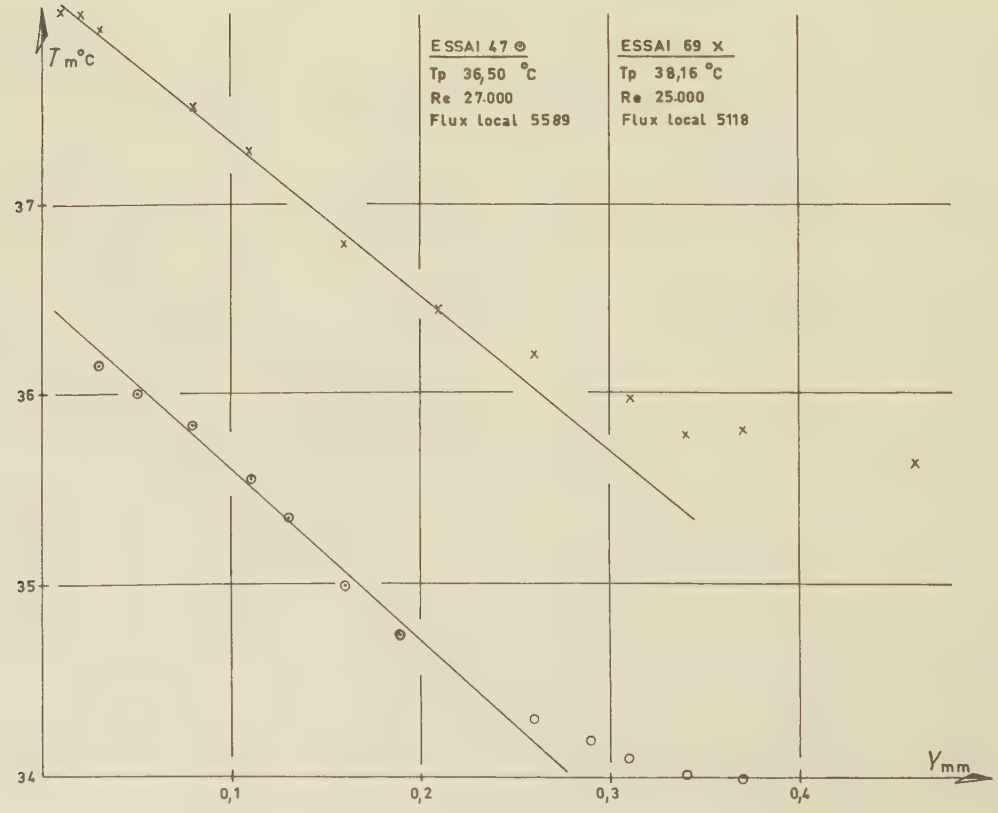


Figure 9.33

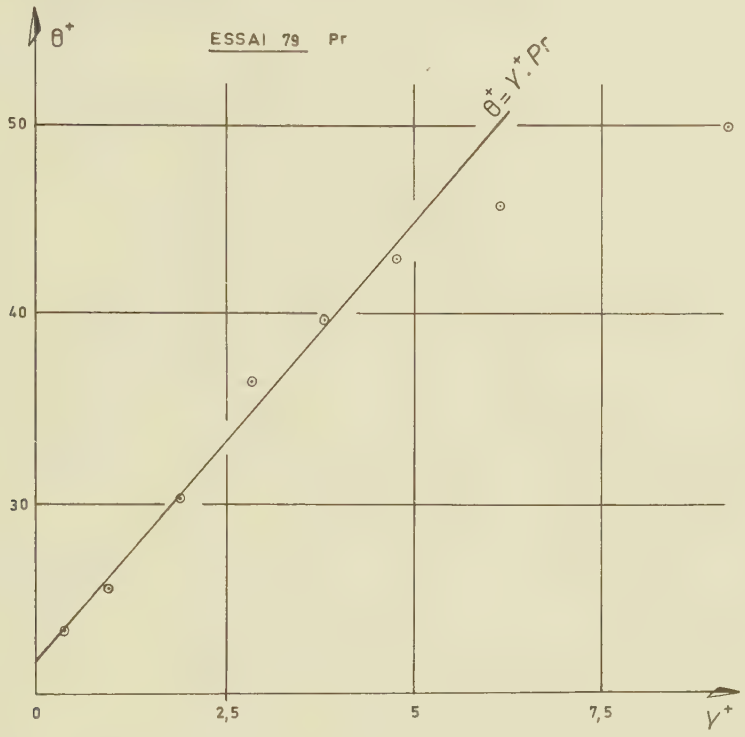


Figure 9.34 - Profil adimensionnel de températures

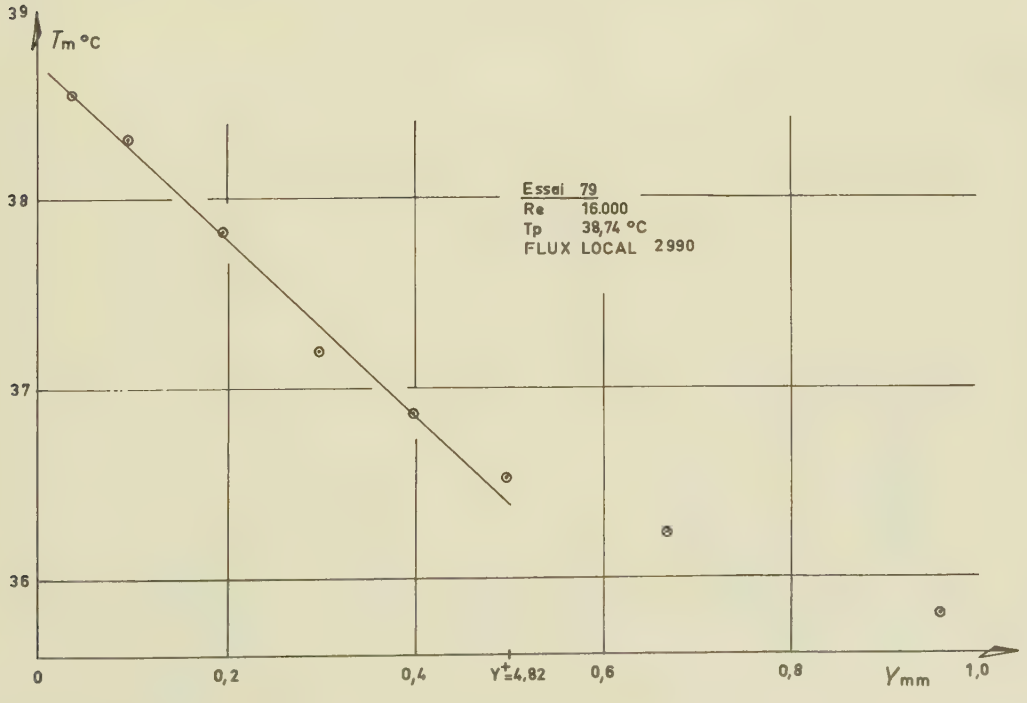


Figure 9.35

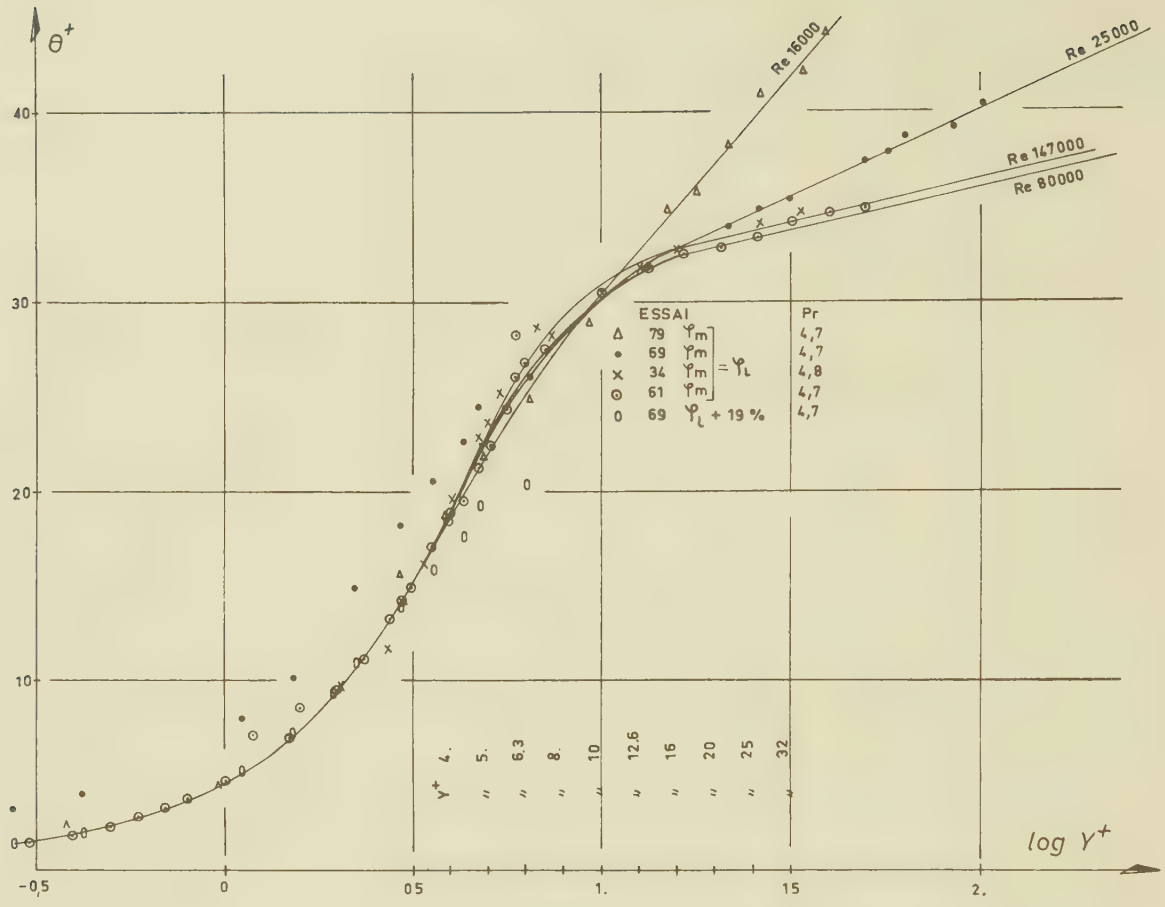


Figure 9.36

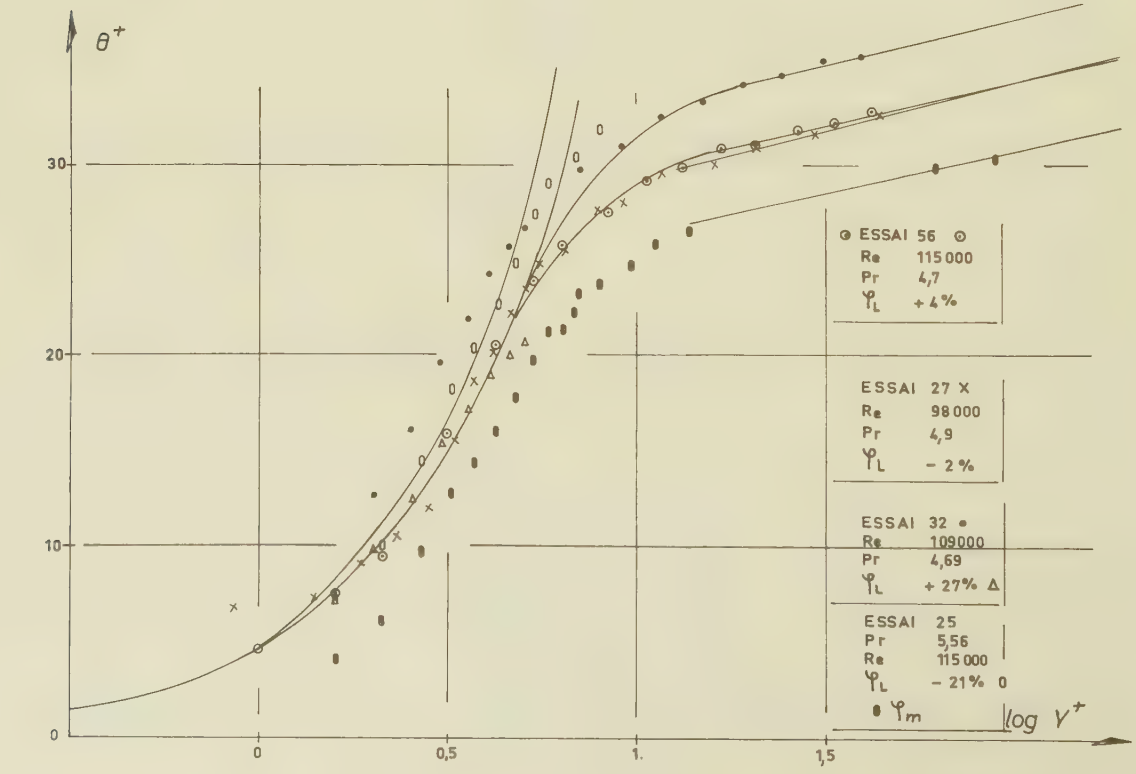


Figure 9.37

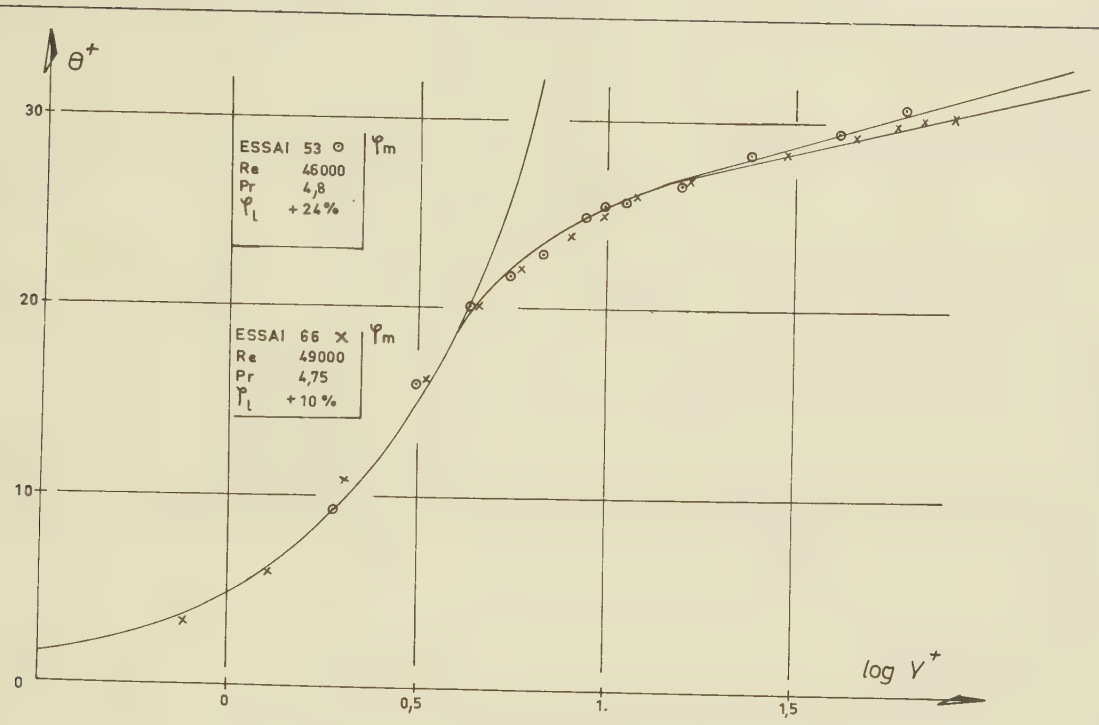


Figure 9.38

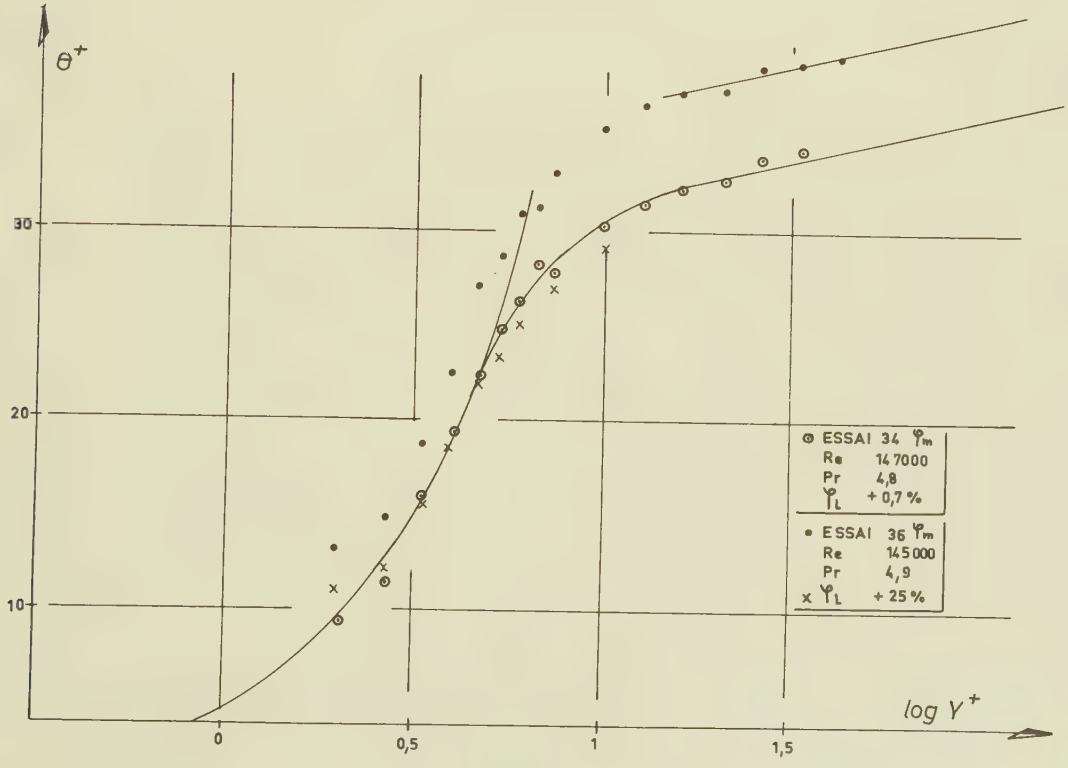


Figure 9.39

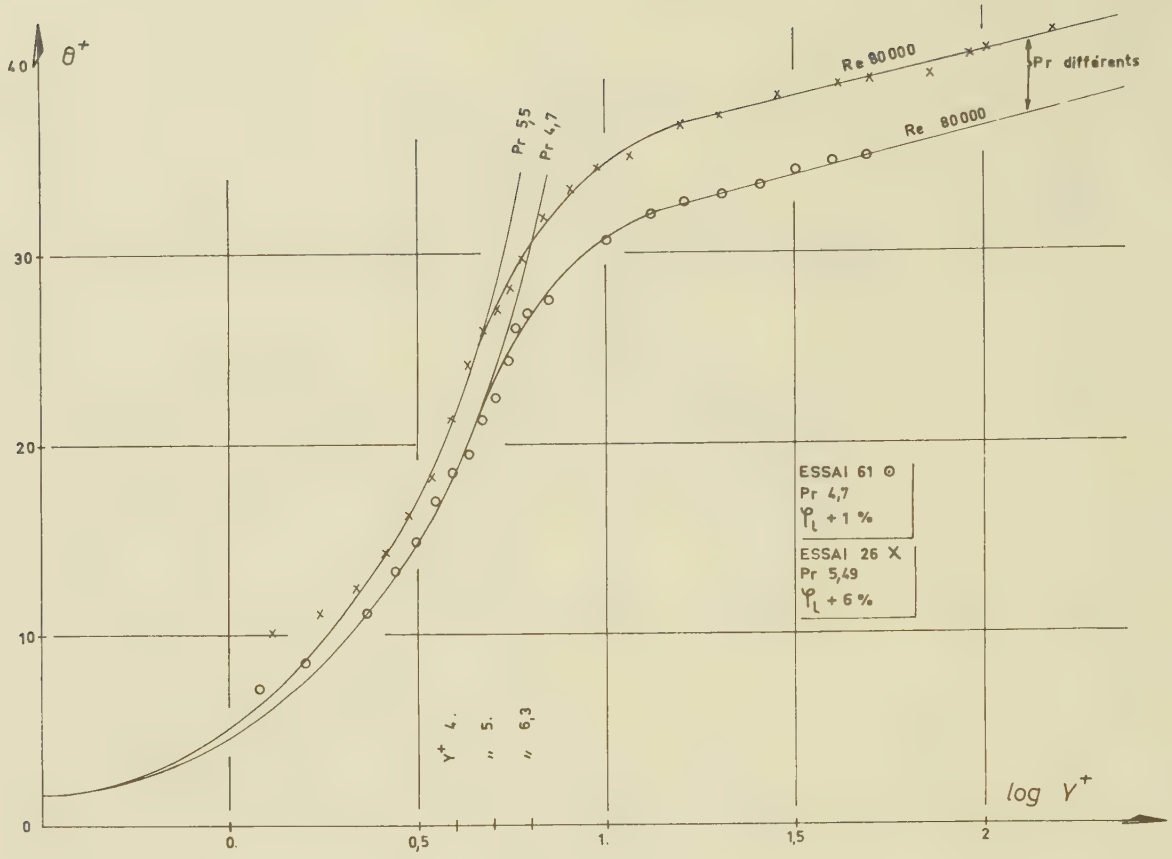


Figure 9.40

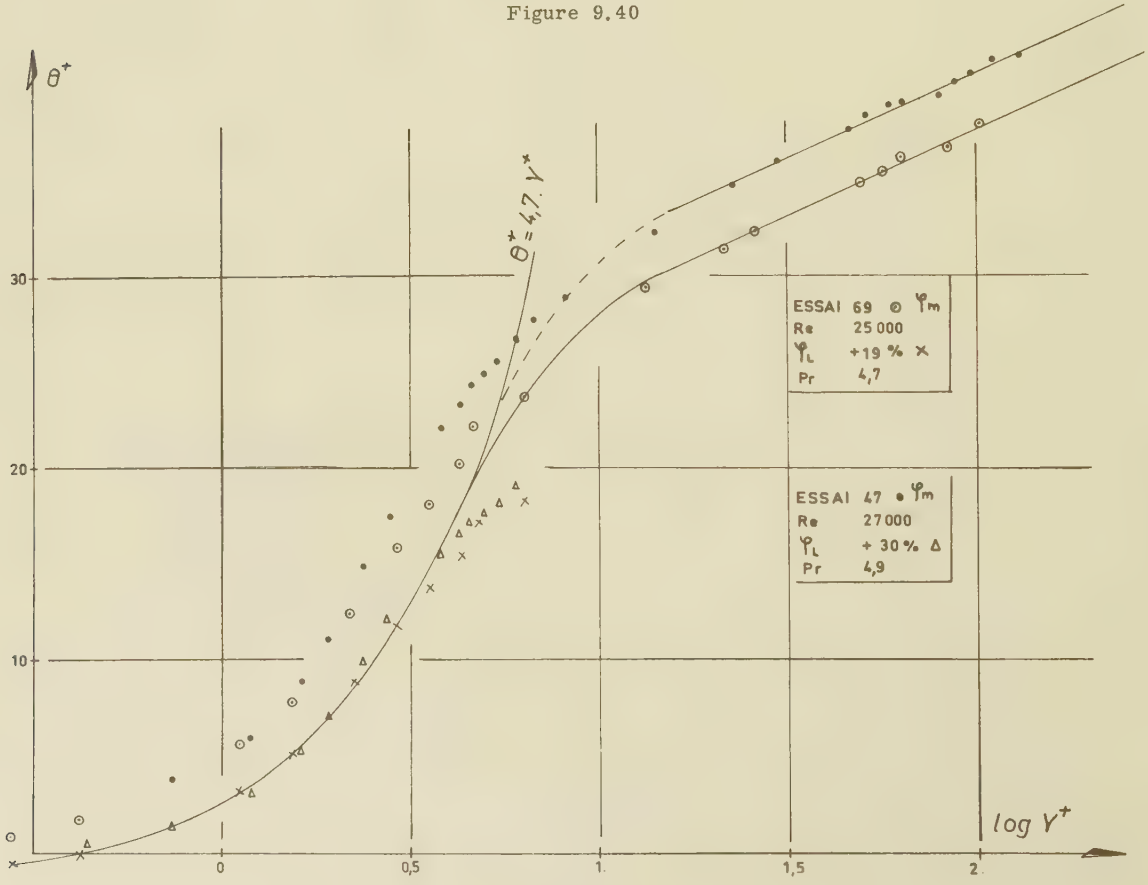


Figure 9.41

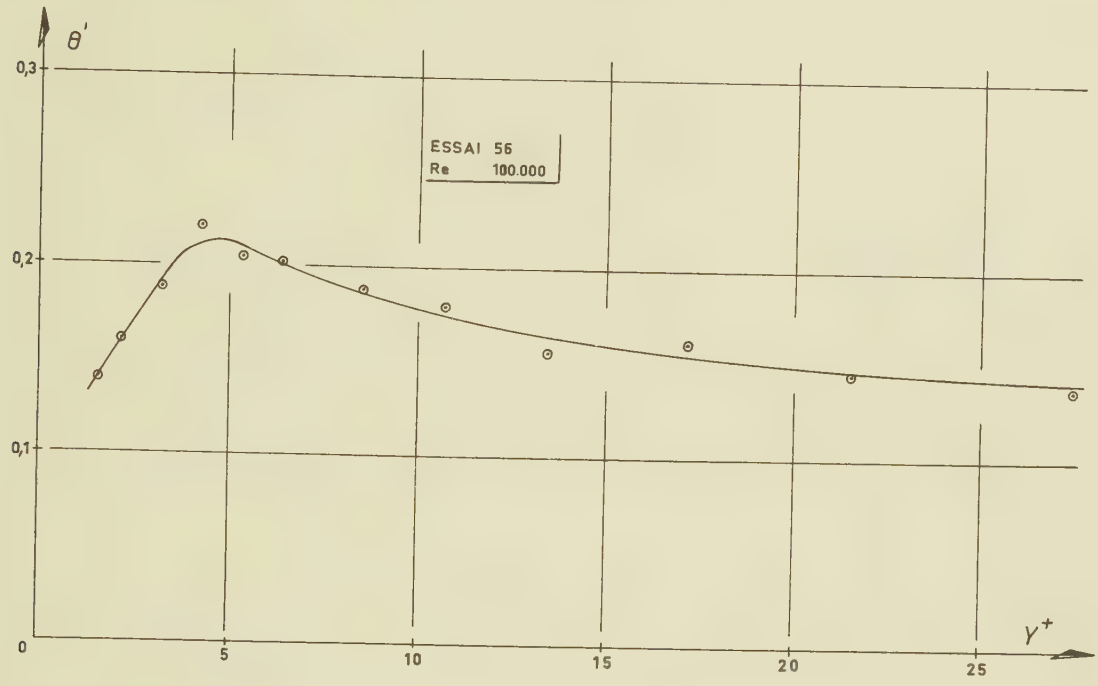


Figure 9.42

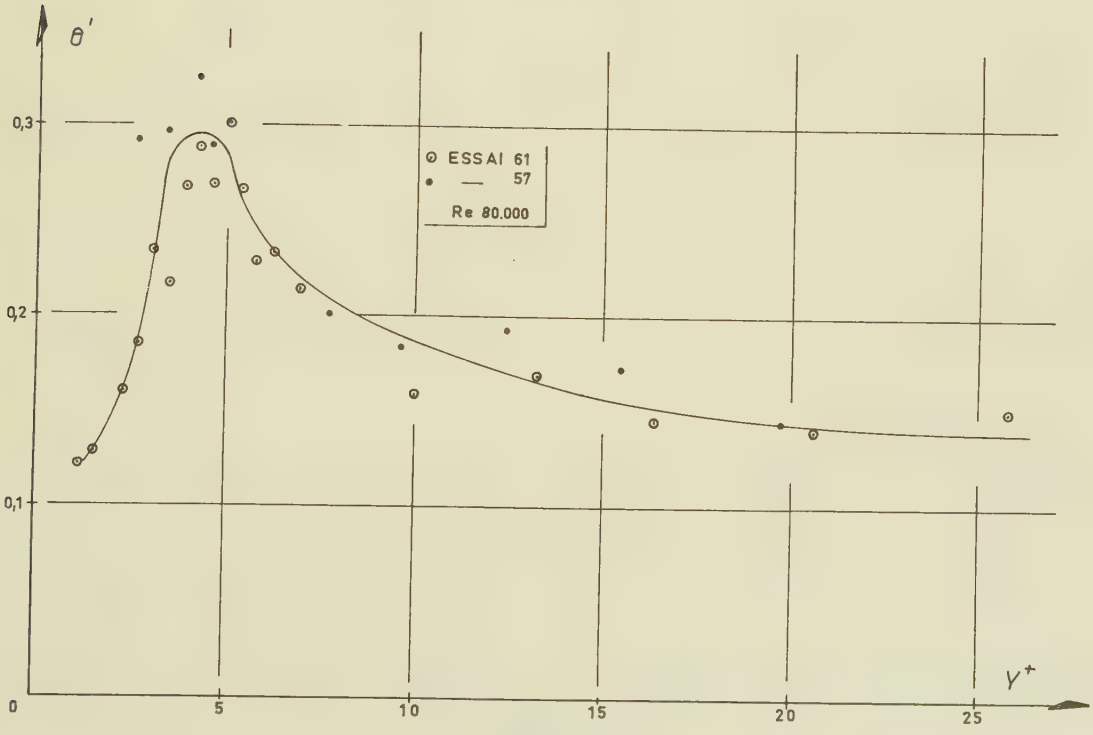


Figure 9.43

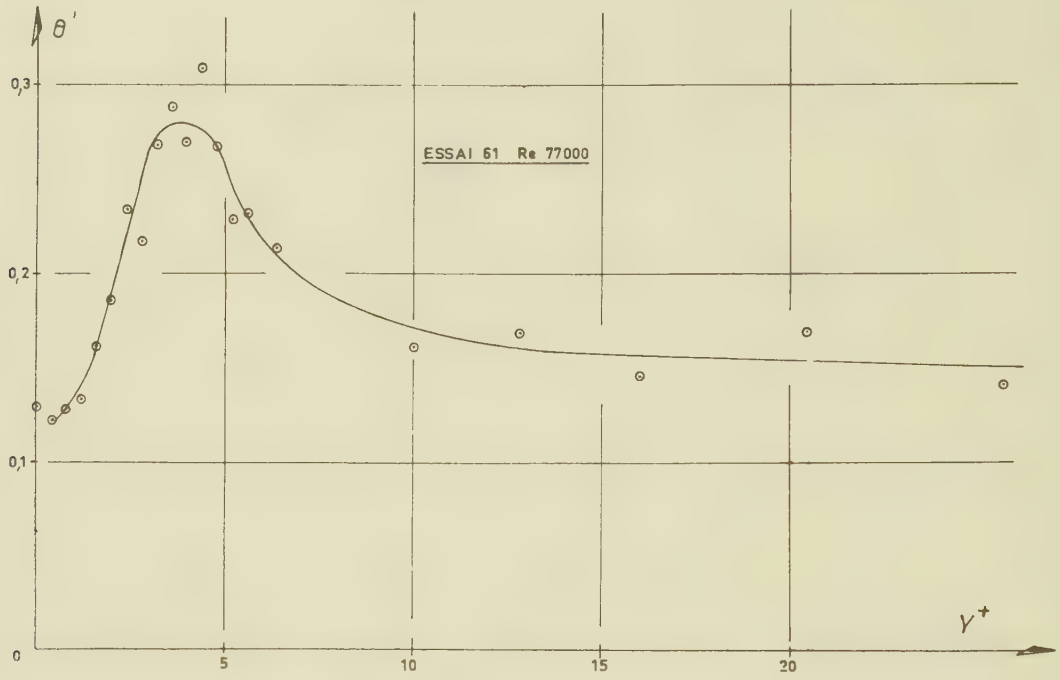


Figure 9.44

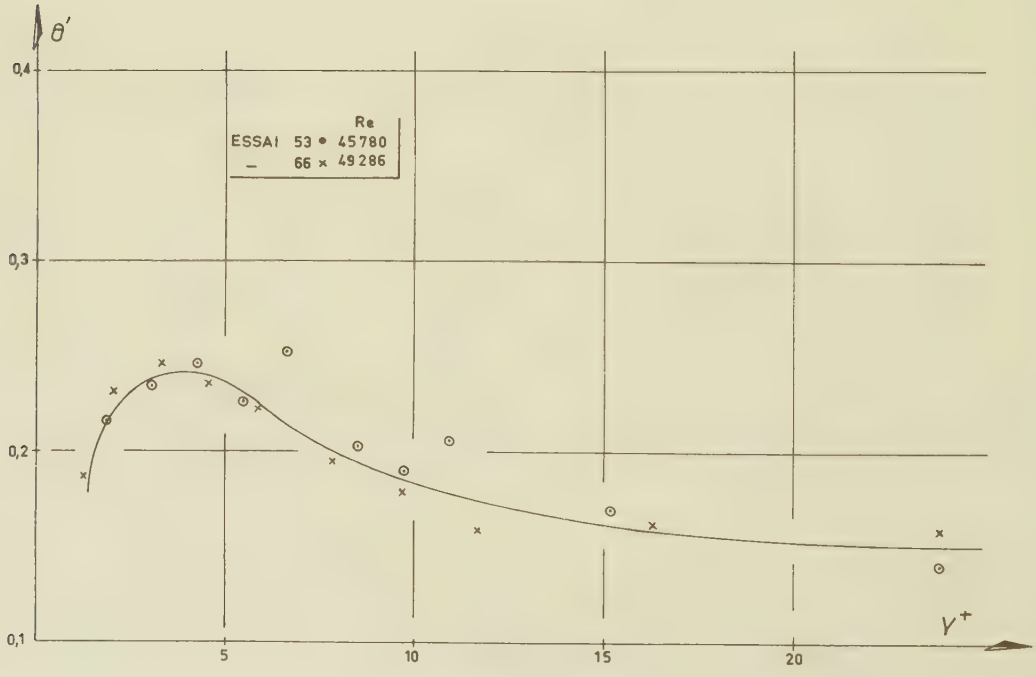


Figure 9.45

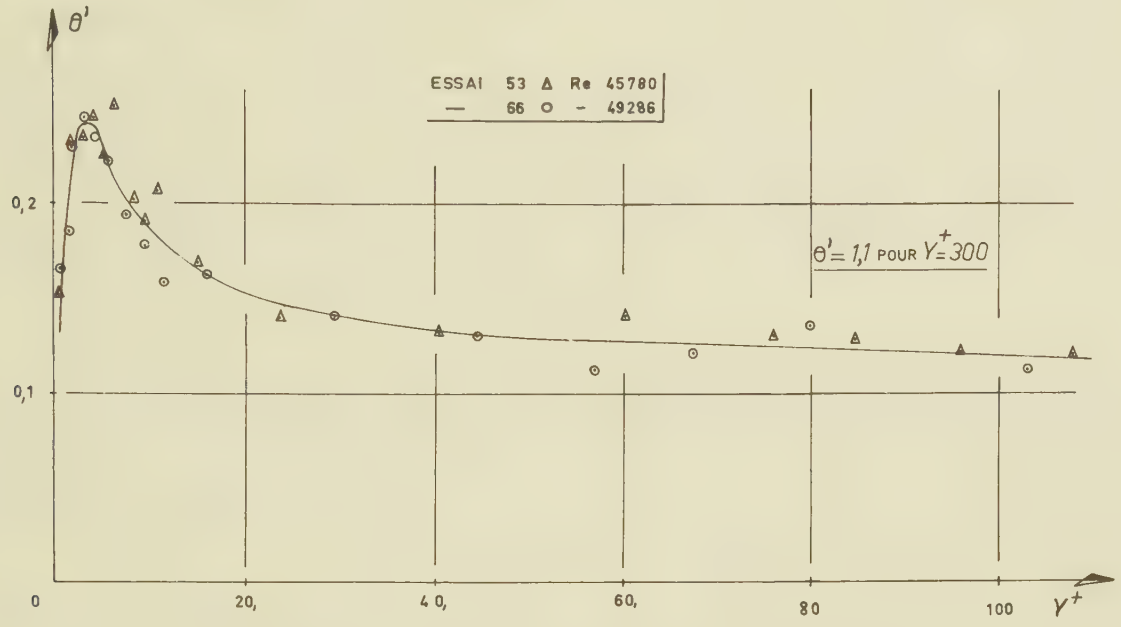


Figure 9.46 - Ecart quadratique moyen de la température

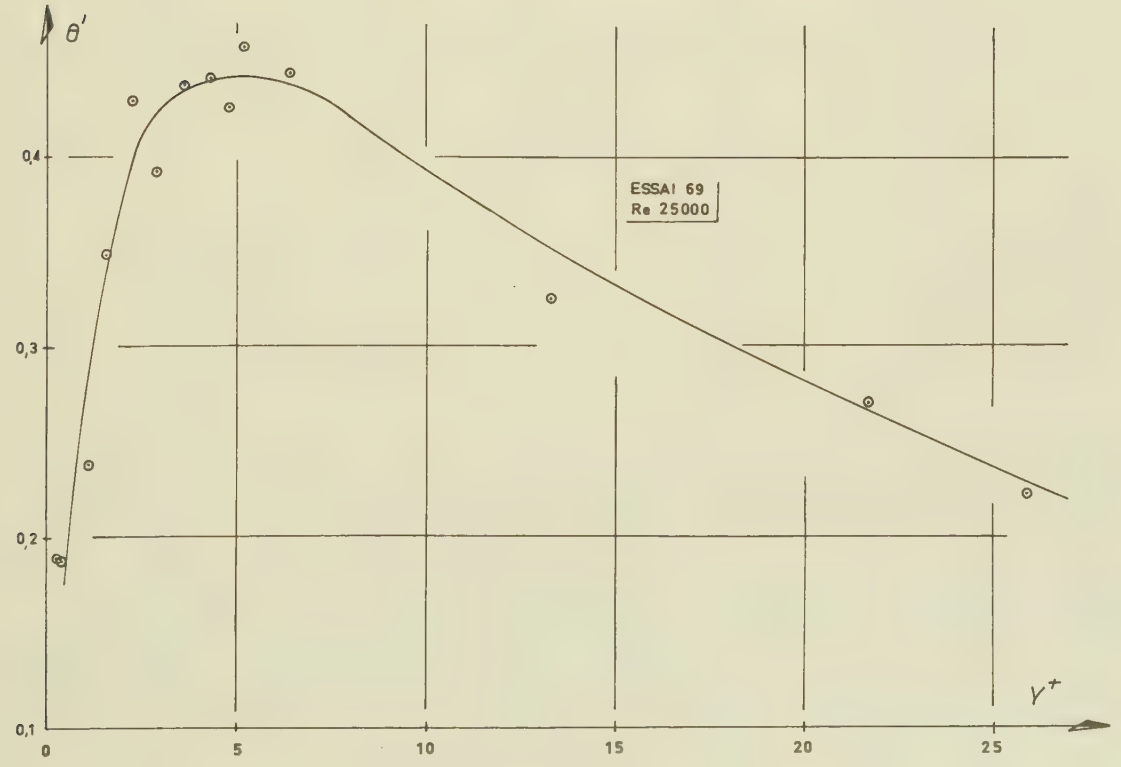


Figure 9.47

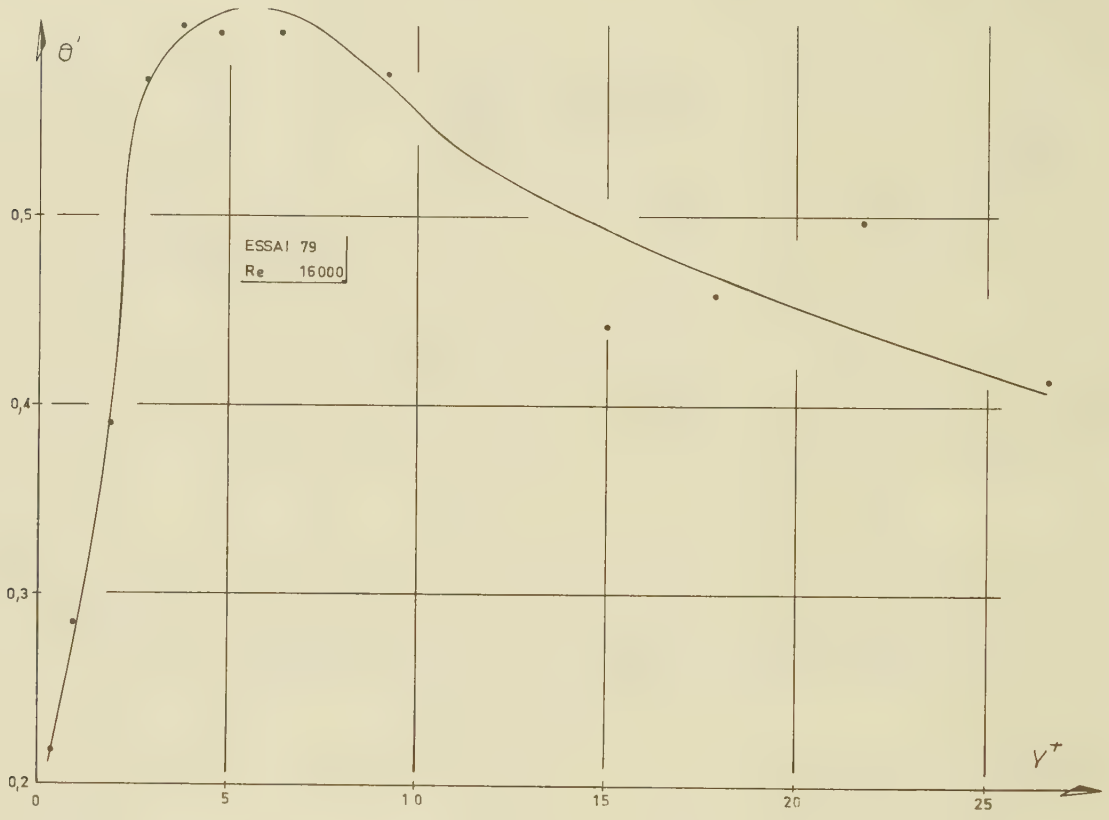


Figure 9.48

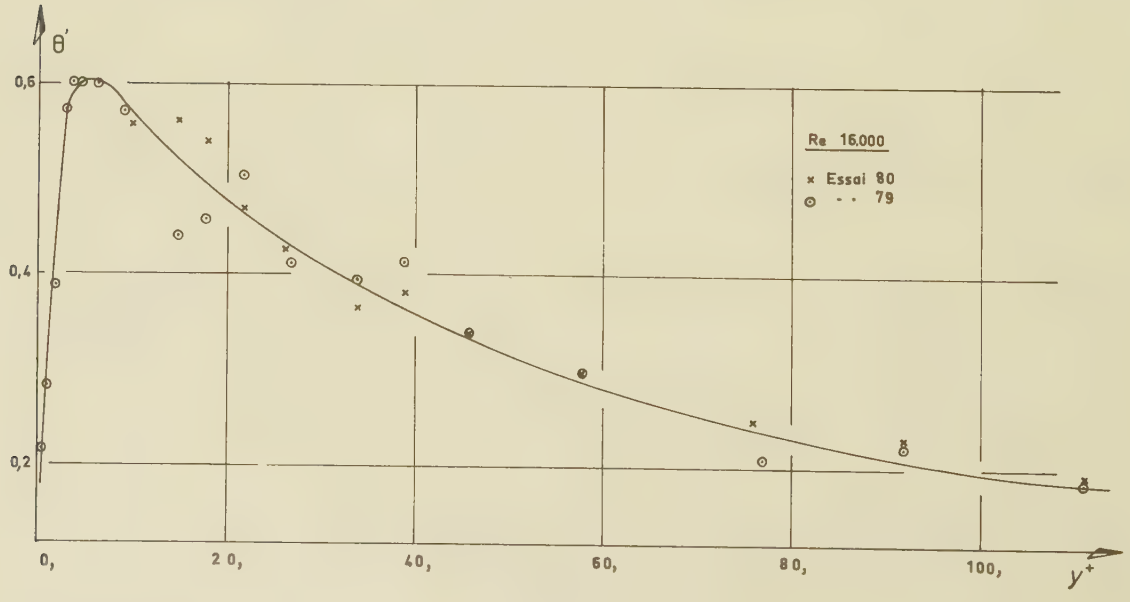


Figure 9.49 - Ecart quadratique moyen de la température

9.4 - COEFFICIENT D'ÉCHANGE

Nous avons vu au chapitre 5 que la température de paroi variait de plus de 0,6°C d'un point à un autre de la section. Dans ces conditions, il ne nous est pas possible de déterminer avec précision la température moyenne de la paroi interne puisque nous la mesurons qu'en un seul point. Il n'est donc pas possible de vérifier le coefficient d'échange.

A titre indicatif, nous avons cependant calculé le nombre de Nusselt en utilisant la température de paroi obtenue de la distribution de températures dans la sous-couche. Le coefficient d'échange se calcule de la façon suivante :

$$NU_{mes} = \frac{\Phi_m \, D}{(T_p - T_m) \, \lambda}$$

La température de mélange T_m s'obtient à partir de la température aval mesurée à l'aide d'un thermomètre.

Dans le tableau 9.4, nous avons comparé ce nombre de Nusselt avec celui obtenu à partir de la relation de Colburn :

$$NU_{Col} = 0,027 \; R_e^{0,8} \; Pr^{0,333} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$$

Etude du coefficient d'échange — Tableau 9.4

Numéro d'essai	Reynolds	Nu Colburn	Nu Mesuré	Nu mesuré / Nu Colburn
79	163 000	105	67	0,64
47	27 000	156	139	0,89
69	25 000	147	129	0,88
53	46 000	240	266	1,11
66	49 000	255	300	1,18
61	81 000	380	457	1,20
26	90 000	432	580	1,34
32	108 000	480	599	1,25
35	108 000	480	589	1,23
27	98 000	442	593	1,34
25	116 000	536	793	1,48
56	115 000	502	598	1,20
34	147 500	612	741	1,21
36	145 000	604	686	1,14

Les différences entre les deux coefficients sont de l'ordre de 25 %. Compte tenu de l'imprécision sur la relation de Colburn qui peut atteindre 10 % et surtout de l'erreur sur la détermination de la température de paroi qui peut atteindre facilement 20 %, ces résultats ne sont pas surprenants.

Malheureusement, il est possible d'obtenir avec précision les coefficients d'échange ainsi que la valeur de B_θ avec l'installation d'essai comme elle se présente actuellement. Il faudrait changer complètement le mode de chauffage.

Conclusion

Il semble acquis, grâce aux résultats des quelques essais préliminaires exposés au chapitre 8, que le fonctionnement dynamique de la cellule est satisfaisant. Malheureusement, des dissymétries importantes dans le flux de chaleur à la paroi ont rendu l'étude du problème thermique beaucoup plus difficile. Il semble cependant que ces dissymétries n'aient affecté que les résultats dans la sous-couche visqueuse. En effet, dans la zone de transition nous retrouvons des profils de températures semblables même si le flux local varie. Par contre, l'erreur sur le coefficient d'échange et sur la valeur du coefficient B_θ de la loi logarithmique peut atteindre facilement 30 %. En résumé, nous pouvons tirer les conclusions suivantes des résultats obtenus.

- La distribution des températures adimensionnelles dans la zone centrale est bien représentée par une loi de la forme :

$$\theta_{1+} - \theta_+ = K_1 \left(\frac{r}{r_o}\right)^2$$

La valeur du facteur K_1 est comprise entre 7,7 et 8,0.

- Il existe une région s'étendant de $Y_+ = 15$ à $Y_+ = 0,2\ R_{e*}$ dans laquelle nous obtenons une loi logarithmique de la forme :

$$\theta_+ = A_\theta \log_{10} Y_+ + B_\theta$$

La valeur de A_θ est constante pour des nombres de Reynolds supérieurs à 80 000 et elle égale à 4,55. Lorsque le nombre de Reynolds diminue la valeur de A_θ augmente rapidement. Il est probable que pour des nombres de Reynolds inférieurs à 50 000, il y ait une influence de la convection naturelle.

- Dans la sous-couche visqueuse, la loi théorique $\theta_+ = Y_+ Pr$ est bien vérifiée. L'épaisseur de la sous-couche thermique correspond à $Y_+ = 4,7 \pm 0,3$. La zone de transition se situe donc entre $Y_+ = 4,7$ et $Y_+ = 15$. Il apparaît cependant difficile de formuler une loi théorique qui décrit la distribution de température dans cette région.

- L'intensité des fluctuations de températures diminue lorsque le nombre de Reynolds augmente. Le maxima se situe approximativement à la limite de la sous-couche. Les fluctuations tendent vers une constante dès le début de la zone logarithmique.

Cette étude nous a permis de mettre au point une installation d'essai dont le fonctionnement général s'est avéré très satisfaisant. Il faudrait cependant changer le mode de chauffage pour pouvoir compléter les résultats obtenus. Avec une distribution de flux thermique vraiment uniforme et une mesure précise de la température de paroi, il serait possible d'améliorer les résultats déjà obtenus et de poursuivre l'étude des transferts en écoulement turbulent.

Références

[1] TACCOEN L. - Contribution à l'étude de la diffusion turbulente de la chaleur dans un tube cylindrique circulaire lisse. Faculté des Sciences de Paris.

[2] CHEN CHE PEN - Etude expérimentale de la couche limite thermique turbulente dans l'eau. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 12, p. 61-70 Pergamon Press 69.

[3] HUG M. - Eléments de Mécanique des Fluides. Hydraulique Générale. Cours de l'Ecole Nationale des Ponts et Chaussées.

[4] FORTIER A. - Cours à la Faculté des Sciences de Paris.

[5] FORTIER A. - Considérations théoriques sur l'emploi de la diffusivité turbulente. Communication présentée au Comité Technique de la Société Hydrotechnique de France. 21 novembre 1968.

[6] DOUCHEZ M. - Etude des transferts en Mécanique des Fluides monophasiques vol. 1, p. 277. *Masson et Cie Editeurs.*

[7] HINZE S.O. - Turbulence p. 535. *Mc Graw-Hill. Book Company, INC.*

[8] LAUFER S. - *Naca Tech. Reports* 1174, p. 14, 1954.

[9] STANTON T.E.D. - Marshall and C.N. Bryant. *Proc. Roy. Soc.* (London) 97A : 413, 1920.

[10] MILLER B. - *Trans. ASME* 71 : 357, 1949.

[11] KLEBANOFF P.S. - *Natl. advisory Comm. Aeronaut. Tech. Notes* 3178, 1954.

[12] FAGE A. and H.C.H. TOWNEND - *Proc. Roy. Soc.* (London) 135 A : 656, 1932.

[13] POPOVICH A.T. and HUMMEL R.L. - *A.I.Ch.E. Journal*, September 67, p. 854.

[14] DANKWERTS et HANRATTY.

[15] EINSTEIN H.A. and H. LI - *Proc. am. Soc. Civil Engrs.* Paper n° 945, 1956.

[16] TACCOEN L. - *Int. J. Heat Mass Transfer.* vol. 10, p. 1649-1660, 1967.

[17] JANBERG K. - *Int. S. Heat Mass Transfer.* vol. 13, p. 1234-1237, 1970.

[18] DOUCHEZ M. - Etude des transferts en Mécanique des Fluides monophasiques, vol. 1, p. 277, Masson et Cie Editeurs.

[19] RANNIE W.D. - *Journal of Aeronautical Scienses.* vol. 23, p. 485, 1956.

[20] HANRATTY T.J. and JOHNK R.E. - *Chemical Engineering Science,* 879, vol. 17, p. 867-1962.

[21] KIRILOV P.L. - *Soviet Journal of atomic Energy.* 13, September 5, 1963.

[22] DEISSLER R.G. and ELAN C.S. - *N.A.C.A.T.N.* 2629, 1952.

[23] BRUNDETT E. and BURROUGHS P.R. - *Int. J. Heat. Mass Transfer.* vol. 10, p. 1133-1147, 1967.

[24] TACCOEN L. et ABECASSIS G. - Note HF 022.70 n° 16, Direction des Etudes et Recherches EDF.

[25] BLOM J. - Heat Transfer 70 vol. II, FC 2.2, 4ème Congrès International sur le transfert de chaleur.

[26] GOWEN R.A. and SMITH J.W. - *Chemical Engineering Science* 22, p. 1 701-1 711, 12 décembre 1967.

[27] SMITH J.W., GOWEN R.A. and WASMUND D. - 59th Annual A.I.Ch.E. Meeting. Detroit.

[28] NEUMAN - Thèse Faculté des Sciences. Paris 1967.

[29] TACCOEN L. - Mesures des profils de températures dans un tube circulaire. Ecole d'été d'Herceg-Novi, 1968.

Annexe A

Etalonnage des diaphragmes

DESCRIPTION DU CIRCUIT

A partir d'une citerne en sous-sol, une pompe refoule l'eau dans un bac à niveau constant à arêtes déversantes qui assure l'alimentation du tronçon d'essais sous une charge d'environ 16 mètres avec une excellente stabilité du régime. Ce tronçon se termine par une vanne papillon de réglage après laquelle un partiteur dirige l'eau, soit vers la citerne, soit vers une bâche peseuse (bascule de 5 000 kg de portée à ± 0,5 kg près) périodiquement étalonnée par le Service des Instruments de Mesure.

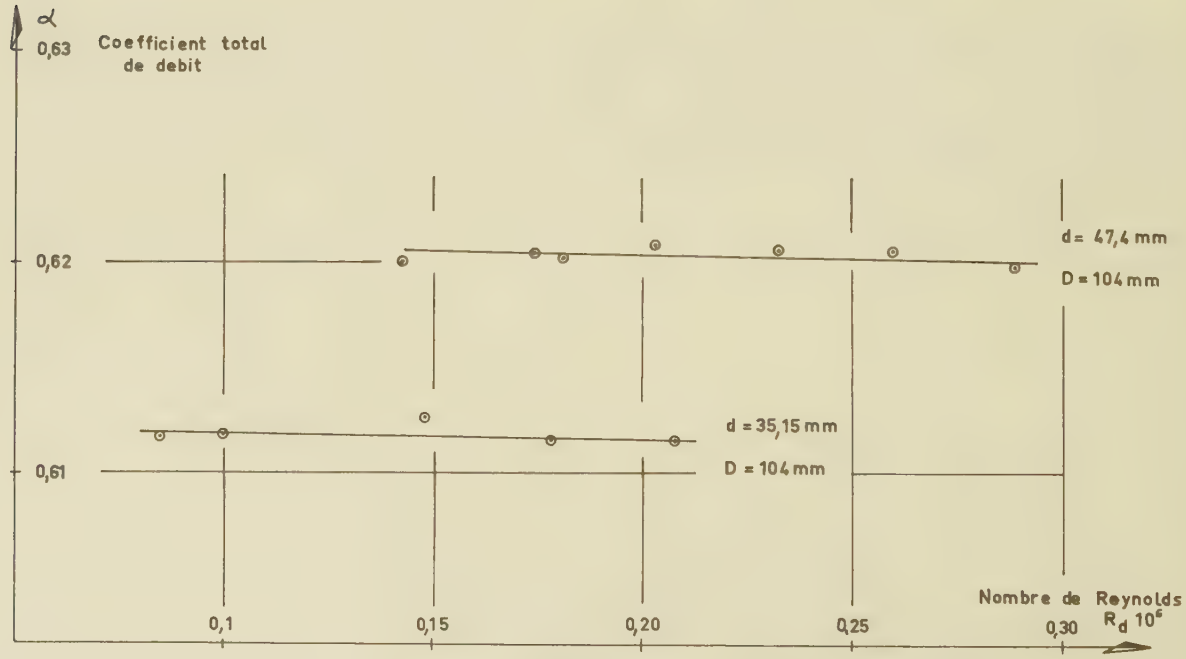
MÉTHODES DE MESURE

Le débit est donc déterminé en pesant le volume d'eau écoulé en un certain temps et en tenant compte de la variation de la masse volumique de l'eau en fonction de sa température (mesurée par une sonde de platine) et d'une correction due à la différence de poussée de l'air sur le plateau de la bascule (selon que celui-ci contient de l'eau ou de la fonte). Le temps de remplissage est mesuré par un chronomètre électronique commandé par le partiteur lui-même, à chacun de ses basculements, par l'intermédiaire d'une cellule photoélectrique.

La précision obtenue sur la mesure du débit peut être évaluée, selon les circonstances, entre ± 0,05 et ± 0,1 %.

Etalonnage de deux diaphragmes I.S.O. effectué sur la station de tarage de Chatou le 23.2.1970

d = 35,15 mm			D = 104 mm		
Débit Q l/s	Nombre de Reynolds R_d	Dénivellation lue Hm d'eau	Dénivellation lue Hm Hg	Pression différentielle h m ce	Coefficient total de débit
1,992	70 050	0,576		0,574	0,6117
2,865	99 800	1,191		1,187	0,6118
4,221	148 450		0,2045	2,570	0,6126
5,073	178 400		0,2965	3,726	0,6115
6,024	207 800		0,4180	5,253	0,6115
d = 47,4 mm			D = 104 mm		
5,078	143 000	1,101		1,098	0,6200
6,198	174 500	1,639		1,634	0,6203
6,405	181 250	1,750		1,746	0,6201
7,226	203 450		0,1765	2,218	0,6208
8,319	233 100		0,234	2,941	0,6206
9,276	259 950		0,291	3,658	0,6205
10,412	288 950		0,3675	4,619	0,6198



DIAPHRAGMES I.S.O

Annexe B

Propriétés physiques de l'eau

Les propriétés physiques de l'eau ont été calculées à l'aide d'un sous-programme mis au point au Centre de Recherches de Chatou. Nous avons comparé les valeurs ainsi obtenues avec celles recommandées par les membres de la Sixième Conférence Internationale sur les Propriétés de la Vapeur et de l'Eau. Nous avons trouvé un accord parfait sauf pour la viscosité dynamique. Nous avons donc utilisé l'équation suivante pour le calcul de la viscosité :

$$\mu_{cps} = \alpha \times 10^{\frac{\beta}{T-140°K}}$$

Cette formulation est valable de 0 à 100°C pour une pression de 1 bar.

$$\alpha = 2,414 \times 10^{-2}$$

$$\beta = 247,8°K$$

$$T = 273,15 + t\ °C.$$

La tolérance recommandée est de ± 2,5 %.

Annexe C

Calcul de la température de mélange

La température de mélange T_M s'obtient de la façon suivante :

$$T_M = \int\int_S T \frac{U}{\mathcal{U}} \, d\sigma \qquad (C.1)$$

Ou :

$$T_M = \frac{1}{\pi r_o^2} \int_o^r 2\pi \, r \bar{T} \frac{U}{\mathcal{U}} \, dr \qquad (C.2)$$

Ou encore :

$$T_p - T_M = \theta_m = \int_o^1 2 \frac{r}{r_o} \theta \frac{U}{\mathcal{U}} \, d \frac{r}{r_o} \qquad (C.3)$$

Sous forme adimensionnelle, il vient :

$$\theta_{m+} = 2 \frac{u*}{\mathcal{U}} \int_o^1 r' \theta_+ U_+ \, dr' \qquad (C.4)$$

Donc, connaissant la distribution de températures et de vitesses adimensionnelles, il est possible d'obtenir la valeur de θ_{m+}. Pour simplifier les calculs, nous admettrons que la loi déficitaire est valable dans toute la section. Ceci n'est pas valable dans la sous-couche visqueuse et dans la zone de transition. Etant donné les dimensions extrêmement faibles de ces zones, l'erreur résultant de l'application de la loi déficitaire dans toute la section est très faible. Nous utiliserons donc les deux lois suivantes dans les calculs :

$$U_+ - U_{m+} = g(X_2') = A \log x_2' + C \qquad (C.5)$$

$$\theta_+ - \theta_{1+} = g(\theta) = A_\theta \log x_2' + C_\theta \qquad (C.6)$$

Avec :

$$x_2' = 1 - r' \qquad \text{et} \qquad r' = r/r_o \qquad (C.7)$$

Il vient :

$$\theta_{m+} = 2 \frac{u*}{\mathcal{U}} \int_o^1 r' \, [g(\theta) + \theta_{1+}] \, [g(x_2') + U_{m+}] \, dr \qquad (C.8)$$

En supposant que la loi déficitaire pour la vitesse est valable dans toute la section, l'expression débitante est :

$$\mathcal{U}_+ = 2 \int_0^1 \frac{U}{u_*} r' \, d \, r' \tag{C.9}$$

Soit :

$$\mathcal{U}_+ = 2 \int_0^1 [U_{m+} + g(x_2')] \, r' \, d \, r' \tag{C.10}$$

Après intégration, il vient :

$$\mathcal{U}_+ = U_{m+} - D \tag{C.11}$$

Avec :

$$D = -2 \int_0^1 r' \, g(x_2') \, d \, r' \tag{C.12}$$

Soit :

$$\boxed{D = C - \frac{3}{2} A} \tag{C.13}$$

Il est facile de montrer que

$$U_{m+} = A \log R_{e*} + B - C \tag{C.14}$$

Ce qui conduit à

$$\boxed{\mathcal{U}_+ = A \log R_{e*} + B - C - D} \tag{C.15}$$

On montre également que :

$$\theta_{1+} = A \log R_{e*} + B_\theta - C_\theta \tag{C.16}$$

Ou encore :

$$\theta_{1+} = \frac{A_\theta}{A} [\mathcal{U}_+ - B + C + D] + B_\theta - C_\theta \tag{C.17}$$

L'équation C.8 peut maintenant s'écrire :

$$\theta_{m+} = 2 \frac{u_*}{\mathcal{U}} \int_0^1 r' \left[\frac{A_\theta}{A} (\mathcal{U}_+ - B + C + D) + B_\theta - C_\theta + g(\theta) \right] [g(x_2') + \mathcal{U}_+ + D] \, d \, r' \tag{C.18}$$

Posons :

$$K_1 = \int_0^1 r' \, g(\theta) \, d \, r' \tag{C.19}$$

Et :

$$K_2 = \int_0^1 r' \, g(x_2') \, g(\theta) \, d \, r' \tag{C.20}$$

Ainsi que :

$$K_3 = \frac{A_\theta}{A}(\mathcal{U}_+ - B + C + D) + B_\theta - C_\theta \qquad (C.21)$$

$$K_4 = \mathcal{U}_+ + D \qquad (C.22)$$

En remplaçant dans l'équation (C.18) et après intégration, il vient :

$$\theta_{m+} = \frac{u_*}{\mathcal{U}}\left[K_3\ K_4 + 2\ K_2 + 2\ K_4\ K_1 - K_3\ D\right] \qquad (C.23)$$

Et finalement nous obtenons :

$$\theta_{m+} = \frac{u_*}{\mathcal{U}}\left[\frac{A_\theta}{A}\mathcal{U}_+^2 + E\ \mathcal{U}_+ + F\right] \qquad (C.24)$$

Avec :

$$E = \frac{A_\theta}{A}(-B + C + D) + B_\theta - C_\theta + 2\ K_1$$

$$F = 2\ (K_1\ D + K_2)$$

$$K_1 = \frac{C_\theta}{2} - \frac{3}{4}\ A_\theta$$

$$K_2 = A_\theta\left[\frac{7}{4}\ A - \frac{3}{4}\ C\right] + C_\theta\left[\frac{C}{2} - \frac{3}{4}\ A\right]$$

Annexe D

Résultats expérimentaux

REYNOLDS = 86166.

DATE DE L ESSAI 250371	NUMERO DE L ESSAI 12
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2908	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 24
TENSION CIRCUIT 1 = 127.90 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 119.70
TENSION CIRCUIT 2 = 127.90 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 122.20
TENSION CIRCUIT 3 = 78.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 25.80
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 58.50
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 386.00
TEMPERATURE AMONT =28.91	TEMPERATURE AVAL =30.55
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 36.70
FLUX MOYEN = 19283.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -4.2 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .644	COEF. DE FROTTEMENT = .004611
VITESSE DE FROTTEMENT = .030900	UNITE DE TEMPERATURE = .1500
REYNOLDS ETOILE = 2068.	U/U* = 20.83
NOMBRE DE PRANDTL = 4.97	NOMBRE DE PECLET = 427975.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.49	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .258	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.33	13.65	1.135	31.29	36.08	-0.000	0.000
.54	22.33	1.349	31.20	36.68	-0.000	0.000
.75	31.02	1.492	31.12	37.22	-0.000	0.000
1.02	42.18	1.625	31.07	37.55	-0.000	0.000
1.37	56.66	1.753	31.03	37.82	-0.000	0.000
1.84	76.09	1.881	30.87	38.88	-0.000	0.000
2.56	105.87	2.025	30.80	39.35	-0.000	0.000
3.28	135.65	2.132	30.68	40.15	-0.000	0.000
4.36	180.31	2.256	30.67	40.22	-0.000	0.000
5.80	239.86	2.380	30.48	41.48	-0.000	0.000
8.65	357.72	2.554	30.47	41.55	-0.000	0.000
11.33	468.56	2.671	30.32	42.55	-0.000	0.000

REYNOLDS = 115669.

DATE DE L ESSAI 210571	NUMERO DE L ESSAI 25
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .1925	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 24
TENSION CIRCUIT 1 = 105.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 101.80
TENSION CIRCUIT 2 = 105.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 102.80
TENSION CIRCUIT 3 = 58.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 26.40
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 72.50
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 255.00
TEMPERATURE AMONT =26.15	TEMPERATURE AVAL =26.92
TEMP. DE PAROI MESUREE = 29.50	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 29.89
FLUX MOYEN = 13311.	FLUX LOCAL = 10500. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = .79	BILAN THERMIQUE = -4.6 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .962	COEF. DE FROTTEMENT = .004364
VITESSE DE FROTTEMENT = .044932	UNITE DE TEMPERATURE = .0711
REYNOLDS ETOILE = 2701.	U/U* = 21.41
NOMBRE DE PRANDTL = 5.56	NOMBRE DE PECLET = 643030.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.52	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .212	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.03	1.62	.210	29.03	12.09	-0.000	0.000
.04	2.16	.335	28.87	14.34	-0.000	0.000
.05	2.70	.431	28.62	17.85	-0.000	0.000
.06	3.24	.511	28.40	20.94	-0.000	0.000
.07	3.78	.578	28.29	22.49	-0.000	0.000
.08	4.32	.636	28.17	24.18	-0.000	0.000
.09	4.86	.687	28.04	26.00	-0.000	0.000
.10	5.40	.732	27.89	28.11	-0.000	0.000
.11	5.94	.774	27.80	29.38	-0.000	0.000
.12	6.48	.812	27.79	29.52	-0.000	0.000
.13	7.02	.846	27.73	30.36	-0.000	0.000
.15	8.10	.909	27.63	31.77	-0.000	0.000
.18	9.72	.988	27.55	32.89	-0.000	0.000
.21	11.34	1.055	27.48	33.88	-0.000	0.000
.26	14.04	1.147	27.42	34.72	-0.000	0.000
1.16	62.66	1.797	27.18	38.09	-0.000	0.000
1.66	89.66	1.953	27.15	38.51	-0.000	0.000
2.16	116.67	2.067	27.11	39.08	-0.000	0.000
2.66	143.68	2.157	27.06	39.78	-0.000	0.000
3.56	192.29	2.284	27.01	40.48	-0.000	0.000
4.56	246.30	2.391	26.99	40.76	-0.000	0.000
6.56	354.33	2.549	26.91	41.89	-0.000	0.000
.14	7.56	.879	27.54	33.03	-0.000	0.000
.76	41.05	1.613	27.21	37.67	-0.000	0.000
1.56	84.26	1.926	27.13	38.80	-0.000	0.000
3.06	165.28	2.218	27.02	40.34	-0.000	0.000
5.06	273.31	2.437	26.96	41.19	-0.000	0.000

REYNOLDS = 89843.

DATE DE L ESSAI 240571	NUMERO DE L ESSAI 26
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .1133	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 24
TENSION CIRCUIT 1 = 105.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 100.40
TENSION CIRCUIT 2 = 105.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 102.20
TENSION CIRCUIT 3 = 58.50 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 16.50
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 72.50
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 252.00
TEMPERATURE AMONT =26.10	TEMPERATURE AVAL =27.06
TEMP. DE PAROI MESUREE = 30.60	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 30.88
FLUX MOYEN = 13232.	FLUX LOCAL = 14100. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 1.07	BILAN THERMIQUE = -3.7 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .738	COEF. DE FROTTEMENT = .004563
VITESSE DE FROTTEMENT = .035264	UNITE DE TEMPERATURE = .0901
REYNOLDS ETOILE = 2145.	U/U* = 20.94
NOMBRE DE PRANDTL = 5.49	NOMBRE DE PECLET = 493302.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.42	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .191	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.03	1.29	.110	30.07	8.95	-0.000	0.000
.04	1.72	.234	29.97	10.06	-0.000	0.000
.05	2.14	.331	29.86	11.29	-0.000	0.000
.06	2.57	.411	29.69	13.17	-0.000	0.000
.07	3.00	.478	29.52	15.06	-0.000	0.000
.08	3.43	.536	29.34	17.06	-0.000	0.000
.09	3.86	.587	29.06	20.16	-0.000	0.000
.10	4.29	.632	28.80	23.05	-0.000	0.000
.11	4.72	.674	28.65	24.71	-0.000	0.000
.12	5.15	.712	28.54	25.93	-0.000	0.000
.13	5.58	.746	28.45	26.93	-0.000	0.000
.14	6.01	.779	28.31	28.48	-0.000	0.000
.16	6.86	.837	28.12	30.59	-0.000	0.000
.19	8.15	.911	27.97	32.26	-0.000	0.000
.22	9.44	.975	27.88	33.26	-0.000	0.000
.27	11.58	1.064	27.81	34.03	-0.000	0.000
.37	15.87	1.201	27.68	35.47	-0.000	0.000
.47	20.16	1.305	27.63	36.03	-0.000	0.000
.67	28.74	1.458	27.54	37.03	-0.000	0.000
.97	41.61	1.619	27.49	37.58	-0.000	0.000
1.17	50.19	1.701	27.47	37.80	-0.000	0.000
1.67	71.64	1.855	27.44	38.14	-0.000	0.000
2.17	93.08	1.969	27.35	39.14	-0.000	0.000
2.67	114.53	2.059	27.33	39.36	-0.000	0.000
3.57	153.14	2.185	27.24	40.36	-0.000	0.000
4.57	196.03	2.292	27.23	40.47	-0.000	0.000
6.57	281.82	2.450	27.15	41.36	-0.000	0.000
.15	6.43	.809	28.11	30.70	-0.000	0.000
.77	33.03	1.519	27.52	37.25	-0.000	0.000
1.57	67.35	1.828	27.40	38.58	-0.000	0.000
3.07	131.69	2.120	27.29	39.80	-0.000	0.000
5.07	217.48	2.337	27.22	40.58	-0.000	0.000
.87	37.32	1.572	27.52	37.25	-0.000	0.000
1.07	45.90	1.662	27.48	37.69	-0.000	0.000
1.42	60.91	1.785	27.45	38.03	-0.000	0.000
1.97	84.50	1.927	27.41	38.47	-0.000	0.000
2.82	120.97	2.083	27.32	39.47	-0.000	0.000

REYNOLDS = 98251.

DATE DE L ESSAI 270571	NUMERO DE L ESSAI 27
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .1100	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 24
TENSION CIRCUIT 1 = 105.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 100.40
TENSION CIRCUIT 2 = 105.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 102.00
TENSION CIRCUIT 3 = 65.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 18.20
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 71.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 251.00
TEMPERATURE AMONT =31.05	TEMPERATURE AVAL =32.00
TEMP. DE PAROI MESUREE = 35.46	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 35.92
FLUX MOYEN = 13205.	FLUX LOCAL = 12900. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = .98	BILAN THERMIQUE = -.1 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .727	COEF. DE FROTTEMENT = .004462
VITESSE DE FROTTEMENT = .034353	UNITE DE TEMPERATURE = .0924
REYNOLDS ETOILE = 2319.	U/U* = 21.17
NOMBRE DE PRANDTL = 4.92	NOMBRE DE PECLET = 483479.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.88	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .144	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.02	.93	-.033	34.84	11.72	-0.000	0.000
.03	1.39	.144	34.80	12.16	-0.000	0.000
.04	1.86	.268	34.63	13.99	-0.000	0.000
.05	2.32	.365	34.50	15.40	-0.000	0.000
.06	2.78	.445	34.37	16.81	-0.000	0.000
.07	3.25	.511	34.03	20.49	-0.000	0.000
.08	3.71	.569	33.74	23.62	-0.000	0.000
.09	4.17	.621	33.61	25.03	-0.000	0.000
.10	4.64	.666	33.41	27.19	-0.000	0.000
.11	5.10	.708	33.30	28.38	-0.000	0.000
.12	5.57	.746	33.18	29.68	-0.000	0.000
.14	6.49	.813	33.11	30.44	-0.000	0.000
.17	7.89	.897	32.92	32.50	-0.000	0.000
.20	9.28	.967	32.88	32.93	-0.000	0.000
.25	11.60	1.064	32.74	34.44	-0.000	0.000
.35	16.23	1.210	32.70	34.88	-0.000	0.000
.45	20.87	1.320	32.60	35.96	-0.000	0.000
.65	30.15	1.479	32.55	36.50	-0.000	0.000
.95	44.07	1.644	32.45	37.58	-0.000	0.000
1.15	53.34	1.727	32.45	37.58	-0.000	0.000
1.65	76.54	1.884	32.37	38.45	-0.000	0.000
2.15	99.73	1.999	32.33	38.88	-0.000	0.000
2.65	122.92	2.090	32.26	39.64	-0.000	0.000
3.55	164.67	2.217	32.23	39.96	-0.000	0.000
4.55	211.05	2.324	32.16	40.72	-0.000	0.000
6.55	303.82	2.483	32.09	41.48	-0.000	0.000

REYNOLDS = 102005.

DATE DE L ESSAI 70671	NUMERO DE L ESSAI 31
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .1255	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 50
TENSION CIRCUIT 1 = 104.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 99.80
TENSION CIRCUIT 2 = 104.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 101.80
TENSION CIRCUIT 3 = 71.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 20.40
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 70.50
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 249.00
TEMPERATURE AMONT =29.83	TEMPERATURE AVAL =30.75
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 34.49
FLUX MOYEN = 13022.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -3.8 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .777	COEF. DE FROTTEMENT = .004480
VITESSE DE FROTTEMENT = .036752	UNITE DE TEMPERATURE = .0852
REYNOLDS ETOILE = 2413.	U/U* = 21.13
NOMBRE DE PRANDTL = 5.07	NOMBRE DE PECLET = 516927.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.66	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .146	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.06	2.90	.462	32.72	20.74	-0.000	0.000
.07	3.38	.529	32.59	22.26	-0.000	0.000
.08	3.86	.587	32.24	26.37	-0.000	0.000
.09	4.34	.638	32.21	26.72	-0.000	0.000
.10	4.83	.684	32.09	28.13	-0.000	0.000
.12	5.79	.763	31.93	30.01	-0.000	0.000
.16	7.72	.888	31.81	31.42	-0.000	0.000
.20	9.65	.985	31.66	33.18	-0.000	0.000
.25	12.06	1.082	31.57	34.24	-0.000	0.000
.32	15.44	1.189	31.48	35.30	-0.000	0.000
.40	19.30	1.286	31.44	35.77	-0.000	0.000
.51	24.61	1.391	31.37	36.59	-0.000	0.000
.64	30.88	1.490	31.36	36.70	-0.000	0.000
.80	38.61	1.587	31.33	37.06	-0.000	0.000
1.00	48.26	1.684	31.28	37.64	-0.000	0.000
1.26	60.80	1.784	31.24	38.11	-0.000	0.000
1.71	82.52	1.917	31.19	38.70	-0.000	0.000
2.02	97.48	1.989	31.17	38.94	-0.000	0.000
2.54	122.57	2.088	31.13	39.40	-0.000	0.000
3.20	154.42	2.189	31.11	39.64	-0.000	0.000
4.05	195.44	2.291	31.02	40.70	-0.000	0.000
4.68	225.84	2.354	31.01	40.81	-0.000	0.000

REYNOLDS = 108666.

DATE DE L ESSAI 80671	NUMERO DE L ESSAI 32
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .1229	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 100
TENSION CIRCUIT 1 = 130.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 124.00
TENSION CIRCUIT 2 = 130.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 126.00
TENSION CIRCUIT 3 = 86.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 27.10
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 70.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 382.00
TEMPERATURE AMONT =31.95	TEMPERATURE AVAL =33.32
TEMP. DE PAROI MESUREE = 38.59	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 39.30
FLUX MOYEN = 20220.	FLUX LOCAL = 25600. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 1.27	BILAN THERMIQUE = 1.8 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .768	COEF. DE FROTTEMENT = .004421
VITESSE DE FROTTEMENT = .036118	UNITE DE TEMPERATURE = .1347
REYNOLDS ETOILE = 2553.	U/U* = 21.27
NOMBRE DE PRANDTL = 4.69	NOMBRE DE PECLET = 509407.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.75	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .176	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	θ_+	θ'	ΔT
.04	2.04	.310	37.38	14.24	-0.000	0.000
.05	2.55	.407	36.93	17.58	-0.000	0.000
.06	3.06	.486	36.45	21.15	-0.000	0.000
.07	3.57	.553	36.15	23.38	-0.000	0.000
.08	4.09	.611	35.84	25.68	-0.000	0.000
.09	4.60	.662	35.66	27.01	-0.000	0.000
.10	5.11	.708	35.51	28.13	-0.000	0.000
.14	7.15	.854	35.08	31.32	-0.000	0.000
.18	9.19	.963	34.94	32.36	-0.000	0.000
.23	11.75	1.070	34.70	34.14	-0.000	0.000
.30	15.32	1.185	34.62	34.74	-0.000	0.000
.38	19.40	1.288	34.51	35.55	-0.000	0.000
.49	25.02	1.398	34.43	36.15	-0.000	0.000
.62	31.66	1.501	34.34	36.82	-0.000	0.000
.78	39.83	1.600	34.30	37.11	-0.000	0.000
.98	50.04	1.699	34.24	37.56	-0.000	0.000
1.24	63.32	1.802	34.15	38.23	-0.000	0.000
1.69	86.30	1.936	34.05	38.97	-0.000	0.000
2.00	102.13	2.009	34.01	39.27	-0.000	0.000
2.52	128.69	2.110	33.96	39.64	-0.000	0.000
3.18	162.39	2.211	33.92	39.93	-0.000	0.000
4.03	205.79	2.313	33.85	40.45	-0.000	0.000
4.66	237.97	2.377	33.80	40.83	-0.000	0.000
5.54	282.90	2.452	33.74	41.27	-0.000	0.000
6.54	333.97	2.524	33.75	41.20	-0.000	0.000
8.04	410.57	2.613	33.64	42.01	-0.000	0.000
10.54	538.23	2.731	33.55	42.68	-0.000	0.000
.97	49.53	1.695	34.29	37.19	-0.000	0.000
.03	1.53	.185	37.74	11.57	-0.000	0.000
.02	1.02	.009	37.82	10.98	-0.000	0.000

REYNOLDS = 147515.

DATE DE L ESSAI 90671	NUMERO DE L ESSAI 34
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2386	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0,04740	NOMBRE DE MESURES = 100
TENSION CIRCUIT 1 = 129.30 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 123,60
TENSION CIRCUIT 2 = 129.30 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 125,60
TENSION CIRCUIT 3 = 26.90 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 95,20
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 69,50
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 372,00
TEMPERATURE AMONT =31,71	TEMPERATURE AVAL =32,70
TEMP. DE PAROI MESUREE = 36,92	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 37,17
FLUX MOYEN = 20047.	FLUX LOCAL = 20193. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 1.01	BILAN THERMIQUE = .8 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = 1,072	COEF. DE FROTTEMENT = .004154
VITESSE DE FROTTEMENT = .048859	UNITE DE TEMPERATURE = .0987
REYNOLDS ETOILE = 3360.	U/U* = 21,94
NOMBRE DE PRANDTL = 4,83	NOMBRE DE PECLET = 711988.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4,46	B = 30,0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .242	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.02	1.34	.128	35,95	12,34	-0,000	0,000
.04	2.69	.429	35,32	18,73	-0,000	0,000
.03	2.02	.304	35,76	14,27	-0,000	0,000
.05	3.36	.526	34,97	22,27	-0,000	0,000
.06	4.03	.605	34,66	25,41	-0,000	0,000
.07	4.70	.672	34,43	27,75	-0,000	0,000
.08	5.38	.730	34,29	29,16	-0,000	0,000
.09	6.05	.782	34,10	31,09	-0,000	0,000
.10	6.72	.827	34,14	30,68	-0,000	0,000
.14	9.41	.973	33,89	33,22	-0,000	0,000
.18	12.10	1.083	33,77	34,43	-0,000	0,000
.23	15.45	1.189	33,70	35,14	-0,000	0,000
.30	20.16	1.304	33,65	35,65	-0,000	0,000
.38	25.53	1.407	33,55	36,66	-0,000	0,000
.49	32.93	1.518	33,50	37,17	-0,000	0,000
.62	41.66	1.620	33,44	37,78	-0,000	0,000
.78	52.41	1.719	33,42	37,98	-0,000	0,000
.98	65.85	1.819	33,38	38,39	-0,000	0,000
1.24	83.32	1.921	33,34	38,79	-0,000	0,000
1.69	113.56	2.055	33,27	39,50	-0,000	0,000
2.00	134.39	2.128	33,28	39,40	-0,000	0,000
2.52	169.33	2.229	33,24	39,81	-0,000	0,000
3.18	213.68	2.330	33,19	40,31	-0,000	0,000
4.66	313.13	2.496	33,10	41,22	-0,000	0,000
5.54	372.26	2.571	33,05	41,73	-0,000	0,000
6.54	439.46	2.643	32,98	42,44	-0,000	0,000
8.04	540.25	2.733	32,95	42,74	-0,000	0,000
10.54	708.24	2.850	32,87	43,55	-0,000	0,000

REYNOLDS = 108322.

DATE DE L ESSAI 90671	NUMERO DE L ESSAI 35
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .1240	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 50
TENSION CIRCUIT 1 = 130.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 124.00
TENSION CIRCUIT 2 = 130.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 126.00
TENSION CIRCUIT 3 = 98.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 27.80
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 72.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 400.00
TEMPERATURE AMONT =31.65	TEMPERATURE AVAL =33.00
TEMP. DE PAROI MESUREE = 38.36	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 38.95
FLUX MOYEN = 20220.	FLUX LOCAL = 23700. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 1.17	BILAN THERMIQUE = 4.0 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .771	COEF. DE FROTTEMENT = .004424
VITESSE DE FROTTEMENT = .036275	UNITE DE TEMPERATURE = .1341
REYNOLDS ETOILE = 2546.	U/U* = 21.26
NOMBRE DE PRANDTL = 4.72	NOMBRE DE PECLET = 511649.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.45	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .249	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.02	1.02	.008	37.38	11.70	-0.000	0.000
.03	1.53	.184	37.18	13.19	-0.000	0.000
.04	2.04	.309	36.90	15.28	-0.000	0.000
.05	2.55	.406	36.51	18.19	-0.000	0.000
.06	3.06	.485	36.08	21.40	-0.000	0.000
.07	3.56	.552	35.80	23.48	-0.000	0.000
.08	4.07	.610	35.53	25.50	-0.000	0.000
.09	4.58	.661	35.35	26.84	-0.000	0.000
.13	6.62	.821	34.78	31.09	-0.000	0.000
.17	8.66	.937	34.55	32.81	-0.000	0.000
.29	14.77	1.169	34.19	35.49	-0.000	0.000
.48	24.44	1.388	34.02	36.76	-0.000	0.000
.61	31.06	1.492	33.98	37.06	-0.000	0.000
.77	39.21	1.593	33.93	37.43	-0.000	0.000
.97	49.39	1.694	33.92	37.51	-0.000	0.000
1.23	62.63	1.797	33.81	38.33	-0.000	0.000
1.68	85.55	1.932	33.80	38.40	-0.000	0.000
1.99	101.33	2.006	33.76	38.70	-0.000	0.000
2.51	127.81	2.107	33.69	39.22	-0.000	0.000
3.17	161.42	2.208	33.58	40.04	-0.000	0.000
4.02	204.70	2.311	33.58	40.04	-0.000	0.000
4.65	236.79	2.374	33.48	40.79	-0.000	0.000
5.53	281.60	2.450	33.42	41.23	-0.000	0.000
6.53	332.52	2.522	33.37	41.61	-0.000	0.000
8.03	408.90	2.612	33.34	41.83	-0.000	0.000

REYNOLDS = 145099.

DATE DE L ESSAI 100671	NUMERO DE L ESSAI 36
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2372	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0,04740	NOMBRE DE MESURES = 100
TENSION CIRCUIT 1 = 159.32 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 100.00
TENSION CIRCUIT 2 = 162.16 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 100.00
TENSION CIRCUIT 3 = 260.16 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 10.00
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 70.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 381.00
TEMPERATURE AMONT =31.06	TEMPERATURE AVAL =32.05
TEMP. DE PAROI MESUREE = 36.61	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 36.47
FLUX MOYEN = 20017.	FLUX LOCAL = *0404. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = *.51	BILAN THERMIQUE = 1.0 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = 1.068	COEF. DE FROTTEMENT = .004167
VITESSE DE FROTTEMENT = .048774	UNITE DE TEMPERATURE = .0987
REYNOLDS ETOILE = 3310.	U/U* = 21.91
NOMBRE DE PRANDTL = 4.89	NOMBRE DE PECLET = 710062.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.62	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .247	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.03	1.99	.298	35.36	11.21	-0.000	0.000
.04	2.65	.423	35.21	12.73	-0.000	0.000
.05	3.31	.520	34.80	16.88	-0.000	0.000
.06	3.97	.599	34.44	20.53	-0.000	0.000
.07	4.63	.666	34.00	24.99	-0.000	0.000
.08	5.30	.724	33.84	26.61	-0.000	0.000
.09	5.96	.775	33.62	28.84	-0.000	0.000
.10	6.62	.821	33.57	29.35	-0.000	0.000
.11	7.28	.862	33.40	31.07	-0.000	0.000
.15	9.93	.997	33.16	33.50	-0.000	0.000
.19	12.58	1.100	33.04	34.72	-0.000	0.000
.24	15.89	1.201	32.97	35.43	-0.000	0.000
.31	20.52	1.312	32.95	35.63	-0.000	0.000
.39	25.82	1.412	32.85	36.64	-0.000	0.000
.50	33.10	1.520	32.82	36.95	-0.000	0.000
.63	41.71	1.620	32.77	37.45	-0.000	0.000
.79	52.30	1.719	32.71	38.06	-0.000	0.000
.99	65.54	1.817	32.66	38.57	-0.000	0.000
1.25	82.76	1.918	32.63	38.87	-0.000	0.000
1.70	112.55	2.051	32.57	39.48	-0.000	0.000
2.01	133.07	2.124	32.58	39.38	-0.000	0.000
2.53	167.50	2.224	32.54	39.78	-0.000	0.000
3.19	211.19	2.325	32.47	40.49	-0.000	0.000
4.04	267.47	2.427	32.42	41.00	-0.000	0.000
4.67	309.18	2.490	32.40	41.20	-0.000	0.000
5.55	367.44	2.565	32.35	41.71	-0.000	0.000
6.55	433.64	2.637	32.27	42.52	-0.000	0.000
8.05	532.95	2.727	32.23	42.93	-0.000	0.000
10.55	698.46	2.844	32.19	43.33	-0.000	0.000

REYNOLDS = 227691.

DATE DE L ESSAI 210671	NUMERO DE L ESSAI 37
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2868	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 100
TENSION CIRCUIT 1 = 157.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 149.20
TENSION CIRCUIT 2 = 157.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 151.60
TENSION CIRCUIT 3 = 103.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 29.40
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 108.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 574.00
TEMPERATURE AMONT =49.90	TEMPERATURE AVAL =51.06
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 57.41
FLUX MOYEN = 29535.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = 12.7 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = 1.174	COEF. DE FROTTEMENT = .003812
VITESSE DE FROTTEMENT = .051248	UNITE DE TEMPERATURE = .1390
REYNOLDS ETOILE = 4967.	U/U* = 22.90
NOMBRE DE PRANDTL = 3.35	NOMBRE DE PECLET = 762983.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.61	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = *.000	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	θ_+	θ'	ΔT
.03	2.98	.474	55.05	17.01	-0.000	0.000
.04	3.97	.599	54.92	17.94	-0.000	0.000
.06	5.96	.775	54.72	19.38	-0.000	0.000
.08	7.95	.900	53.84	25.71	-0.000	0.000
.12	11.92	1.076	52.95	32.11	-0.000	0.000
.19	18.87	1.276	52.44	35.78	-0.000	0.000
.31	30.80	1.488	52.23	37.29	-0.000	0.000
.39	38.74	1.588	52.20	37.51	-0.000	0.000
.50	49.67	1.696	52.13	38.01	-0.000	0.000
.63	62.58	1.796	52.07	38.44	-0.000	0.000
.79	78.48	1.895	51.99	39.02	-0.000	0.000
.99	98.35	1.993	51.98	39.09	-0.000	0.000
1.25	124.17	2.094	51.96	39.23	-0.000	0.000
1.70	168.88	2.228	51.92	39.52	-0.000	0.000
2.01	199.67	2.300	51.77	40.60	-0.000	0.000
2.53	251.33	2.400	51.72	40.96	-0.000	0.000
3.19	316.89	2.501	51.63	41.61	-0.000	0.000
4.04	401.33	2.604	51.54	42.26	-0.000	0.000
4.67	463.92	2.666	51.49	42.62	-0.000	0.000
5.55	551.34	2.741	51.45	42.90	-0.000	0.000
6.55	650.68	2.813	51.39	43.34	-0.000	0.000
8.05	799.68	2.903	51.34	43.69	-0.000	0.000

REYNOLDS = 216302.

DATE DE L ESSAI 230671	NUMERO DE L ESSAI 40
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2590	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 100
TENSION CIRCUIT 1 = 157.20 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 148.20
TENSION CIRCUIT 2 = 157.20 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 150.20
TENSION CIRCUIT 3 = 102.50 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 29.50
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 106.50
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 563.00
TEMPERATURE AMONT =49.70	TEMPERATURE AVAL =50.95
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 57.48
FLUX MOYEN = 29152.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = 9.5 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = 1.116	COEF. DE FROTTEMENT = .003851
VITESSE DE FROTTEMENT = .048988	UNITE DE TEMPERATURE = .1435
REYNOLDS ETOILE = 4742.	U/U* = 22.79
NOMBRE DE PRANDTL = 3.36	NOMBRE DE PECLET = 725769.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.83	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = *.000	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	θ_+	θ'	ΔT
.48	45.52	1.658	51.95	38.51	-0.000	0.000
.77	73.03	1.863	51.79	39.63	-0.000	0.000
1.33	126.14	2.101	51.65	40.60	-0.000	0.000
1.99	188.74	2.276	51.50	41.65	-0.000	0.000
3.17	300.65	2.478	51.37	42.55	-0.000	0.000
4.65	441.02	2.644	51.25	43.39	-0.000	0.000
6.53	619.33	2.792	51.16	44.01	-0.000	0.000
8.53	809.01	2.908	51.07	44.64	-0.000	0.000
10.53	998.70	2.999	51.00	45.13	-0.000	0.000

REYNOLDS = 213005.

DATE DE L ESSAI 280671	NUMERO DE L ESSAI 41
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2494	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 100
TENSION CIRCUIT 1 = 156.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 156.20
TENSION CIRCUIT 2 = 156.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 151.00
TENSION CIRCUIT 3 = 101.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 28.90
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 104.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 552.00
TEMPERATURE AMONT =49.83	TEMPERATURE AVAL =51.07
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 57.49
FLUX MOYEN = 2917.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = 13.5 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = 1.097	COEF. DE FROTTEMENT = .003862
VITESSE DE FROTTEMENT = .048209	UNITE DE TEMPERATURE = .1460
REYNOLDS ETOILE = 4677.	U/U* = 22.76
NOMBRE DE PRANDTL = 3.35	NOMBRE DE PECLET = 713047.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.45	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = *.000	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	θ_+	θ'	ΔT
.17	15.90	1.201	52.39	34.94	-0.000	0.000
.29	27.13	1.433	52.22	36.11	-0.000	0.000
.48	44.90	1.652	52.11	36.86	-0.000	0.000
.77	72.02	1.857	51.94	38.02	-0.000	0.000
1.33	124.40	2.095	51.77	39.19	-0.000	0.000
1.99	186.14	2.270	51.67	39.87	-0.000	0.000
3.17	296.51	2.472	51.56	40.63	-0.000	0.000
4.65	434.95	2.638	51.47	41.24	-0.000	0.000
6.53	610.80	2.786	51.34	42.13	-0.000	0.000
8.03	751.10	2.876	51.29	42.48	-0.000	0.000
9.53	891.41	2.950	51.23	42.89	-0.000	0.000

REYNOLDS = 213375.

DATE DE L ESSAI 280671	NUMERO DE L ESSAI 42
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2494	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 100
TENSION CIRCUIT 1 = 156.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 156.20
TENSION CIRCUIT 2 = 156.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 151.00
TENSION CIRCUIT 3 = 101.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 28.90
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 104.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 552.00
TEMPERATURE AMONT =49.83	TEMPERATURE AVAL =51.07
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 57.49
FLUX MOYEN = 2917.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = 13.4 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = 1.099	COEF. DE FROTTEMENT = .003861
VITESSE DE FROTTEMENT = .048301	UNITE DE TEMPERATURE = .1457
REYNOLDS ETOILE = 4684.	U/U* = 22.76
NOMBRE DE PRANDTL = 3.35	NOMBRE DE PECLET = 714544.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.60	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = *.000	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.17	15.93	1.202	52.38	35.08	-0.000	0.000
.29	27.17	1.434	52.15	36.66	-0.000	0.000
.48	44.97	1.653	52.01	37.62	-0.000	0.000
.77	72.14	1.858	51.85	38.72	-0.000	0.000
1.33	124.60	2.096	51.76	39.34	-0.000	0.000
1.99	186.43	2.271	51.62	40.30	-0.000	0.000
3.17	296.98	2.473	51.52	40.98	-0.000	0.000
4.65	435.63	2.639	51.33	42.29	-0.000	0.000
6.53	611.75	2.787	51.26	42.77	-0.000	0.000
8.03	752.28	2.876	51.18	43.32	-0.000	0.000
9.53	892.80	2.951	51.12	43.73	-0.000	0.000

REYNOLDS = 213038.

DATE DE L ESSAI 280671	NUMERO DE L ESSAI 43
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2494	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 100
TENSION CIRCUIT 1 = 156.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 156.20
TENSION CIRCUIT 2 = 156.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 151.00
TENSION CIRCUIT 3 = 101.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 28.90
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 104.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 552.00
TEMPERATURE AMONT =49.83	TEMPERATURE AVAL =51.07
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 57.42
FLUX MOYEN = 2911.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = 13.4 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = 1.098	COEF. DE FROTTEMENT = .003862
VITESSE DE FROTTEMENT = .048258	UNITE DE TEMPERATURE = .1458
REYNOLDS ETOILE = 4678.	U/U* = 22.76
NOMBRE DE PRANDTL = 3.35	NOMBRE DE PECLET = 713832.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.30	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = *.000	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.29	27.13	1.433	52.14	36.20	-0.000	0.000
.48	44.90	1.652	51.97	37.37	-0.000	0.000
.77	72.03	1.858	51.90	37.85	-0.000	0.000
1.33	124.42	2.095	51.78	38.67	-0.000	0.000
1.99	186.16	2.270	51.67	39.42	-0.000	0.000
3.17	296.55	2.472	51.49	40.66	-0.000	0.000
4.65	435.01	2.638	51.41	41.21	-0.000	0.000
6.53	610.88	2.786	51.27	42.17	-0.000	0.000
8.03	751.21	2.876	51.25	42.30	-0.000	0.000
9.53	891.53	2.950	51.15	42.99	-0.000	0.000

REYNOLDS = 26679.

DATE DE L ESSAI 50771	NUMERO DE L ESSAI 47
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .3430	LIQUIDE MANOMETRIQUE = EAU
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 200
TENSION CIRCUIT 1 = 60.50 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 56.00
TENSION CIRCUIT 2 = 60.50 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 59.00
TENSION CIRCUIT 3 = 43.75 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 12.70
TENSION CIRCUIT 4 = 76.25 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 1.00
TENSION CIRCUIT 5 = 73.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 1.00
TEMPERATURE AMONT =30.55	TEMPERATURE AVAL =31.65
TEMP. DE PAROI MESUREE = 36.50	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 37.06
FLUX MOYEN = 4303.	FLUX LOCAL = 5589. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 1.30	BILAN THERMIQUE = 5.1 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .196	COEF. DE FROTTEMENT = .006181
VITESSE DE FROTTEMENT = .010899	UNITE DE TEMPERATURE = .0949
REYNOLDS ETOILE = 741.	U/U* = 17.99
NOMBRE DE PRANDTL = 4.88	NOMBRE DE PECLET = 130291.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 8.60	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .197	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.03	.44	-.352	36.15	9.57	.137	.020
.05	.74	-.130	36.04	10.73	.164	.024
.08	1.19	.074	35.83	12.94	.219	.032
.11	1.63	.212	35.55	15.89	.251	.036
.13	1.93	.285	35.35	18.00	.301	.044
.16	2.37	.375	34.99	21.79	.357	.052
.19	2.82	.450	34.74	24.42	.369	.053
.26	3.85	.586	34.31	28.95	.356	.052
.29	4.30	.633	34.19	30.22	.396	.057
.31	4.60	.662	34.10	31.16	.407	.059
.34	5.04	.702	34.04	31.80	.374	.054
.37	5.48	.739	33.98	32.43	.372	.054
.41	6.08	.784	33.86	33.69	.354	.051
.46	6.82	.834	33.76	34.74	.349	.051
.56	8.30	.919	33.66	35.80	.350	.051
.96	14.23	1.153	33.34	39.17	.303	.044
1.56	23.12	1.364	33.10	41.70	.223	.032
2.06	30.54	1.485	32.99	42.86	.186	.027
3.16	46.84	1.671	32.82	44.65	.170	.025
3.56	52.77	1.722	32.76	45.28	.163	.024
4.06	60.18	1.779	32.71	45.81	.138	.020
4.41	65.37	1.815	32.70	45.91	.147	.021
5.56	82.42	1.916	32.66	46.33	.131	.019
6.06	89.83	1.953	32.61	46.86	.135	.020
6.56	97.24	1.988	32.55	47.49	.129	.019
7.56	112.07	2.049	32.49	48.12	.122	.018
9.06	134.30	2.128	32.46	48.44	.101	.015
9.56	141.71	2.151	32.43	48.75	.011	.002
10.56	156.54	2.195	32.42	48.86	.091	.013
11.56	171.36	2.234	32.43	48.75	.093	.013

REYNOLDS = 45816.

DATE DE L ESSAI 120771	NUMERO DE L ESSAI 53
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .9660	LIQUIDE MANOMETRIQUE = EAU
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 300
TENSION CIRCUIT 1 = 77.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 75.00
TENSION CIRCUIT 2 = 77.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 71.80
TENSION CIRCUIT 3 = 49.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 14.27
TENSION CIRCUIT 4 = 76.50 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 1.00
TENSION CIRCUIT 5 = 177.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 1.00
TEMPERATURE AMONT =32.00	TEMPERATURE AVAL =33.10
TEMP. DE PAROI MESUREE = 37.05	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 37.82
FLUX MOYEN = 6740.	FLUX LOCAL = 8346. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 1.24	BILAN THERMIQUE = 1.4 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .330	COEF. DE FROTTEMENT = .005400
VITESSE DE FROTTEMENT = .017123	UNITE DE TEMPERATURE = .0947
REYNOLDS ETOILE = 1190.	U/U* = 19.25
NOMBRE DE PRANDTL = 4.77	NOMBRE DE PECLET = 218745.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 5.92	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .273	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.03	.71	-.146	36.59	11.94	.153	.018
.08	1.90	.280	35.99	19.33	.233	.028
.13	3.09	.490	35.36	25.98	.236	.028
.18	4.28	.632	34.97	30.10	.246	.029
.23	5.47	.738	34.81	31.79	.226	.027
.28	6.66	.824	34.70	32.96	.252	.030
.36	8.57	.933	34.50	35.07	.203	.024
.41	9.75	.989	34.45	35.60	.190	.022
.46	10.94	1.039	34.44	35.70	.207	.024
.64	15.23	1.183	34.34	36.76	.169	.020
1.00	23.79	1.376	34.19	38.34	.140	.017
1.71	40.69	1.609	34.06	39.72	.132	.016
2.54	60.43	1.781	33.93	41.09	.140	.017
3.20	76.14	1.882	33.92	41.20	.130	.015
3.56	84.70	1.928	33.92	41.20	.128	.015
4.05	96.36	1.984	33.88	41.62	.122	.014
4.56	108.49	2.035	33.86	41.83	.119	.014
6.06	144.18	2.159	33.72	43.31	.113	.013
7.56	179.87	2.255	33.69	43.62	.118	.014
9.56	227.46	2.357	33.65	44.05	.106	.013
11.56	275.04	2.439	33.62	44.36	.104	.012

END-OF-FILE ENCOUNTERED. FILENAME: INPUT
ERROR NUMBER 0065 DETECTED BY INPUTC AT ADDRESS 000042
CALLED FROM DEPESSA AT LINE 0023

ERROR SUMMARY

ERROR	TIMES
0065	0001

REYNOLDS = 116099.

DATE DE L ESSAI 190771	NUMERO DE L ESSAI 55
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .4715	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0,03515	NOMBRE DE MESURES = 500
TENSION CIRCUIT 1 = 131.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 124.00
TENSION CIRCUIT 2 = 131.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 126.00
TENSION CIRCUIT 3 = 84.10 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 27.20
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 226.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 514.00
TEMPERATURE AMONT =32.45	TEMPERATURE AVAL =33.75
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 39.64
FLUX MOYEN = 20383.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = 2.5 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .815	COEF. DE FROTTEMENT = .004361
VITESSE DE FROTTEMENT = .038062	UNITE DE TEMPERATURE = .1288
REYNOLDS ETOILE = 2709.	U/U* = 21.41
NOMBRE DE PRANDTL = 4.65	NOMBRE DE PECLET = 540270.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.52	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .249	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
8.05	436.23	2.640	34.19	42.30	.116	.011
10.56	572.25	2.758	34.11	42.92	.121	.011
6.39	346.27	2.539	34.29	41.53	.121	.011
4.68	253.61	2.404	34.42	40.52	.135	.012
3.20	173.41	2.239	34.51	39.82	.133	.012
2.02	109.46	2.039	34.61	39.04	.126	.012
1.26	68.28	1.834	34.68	38.50	.133	.012
.80	43.35	1.637	34.81	37.49	.140	.013
.51	27.64	1.441	34.92	36.64	.139	.013
.40	21.68	1.336	35.03	35.78	.147	.013
.20	10.84	1.035	35.38	33.07	.170	.016

REYNOLDS = 115219.

DATE DE L ESSAI 200771	NUMERO DE L ESSAI 56
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .4680	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0,03515	NOMBRE DE MESURES = 200
TENSION CIRCUIT 1 = 131,00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 124,20
TENSION CIRCUIT 2 = 131,00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 126,20
TENSION CIRCUIT 3 = 84,10 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 27,10
TENSION CIRCUIT 4 = 1,00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 227,00
TENSION CIRCUIT 5 = 1,00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 515,00
TEMPERATURE AMONT =32,20	TEMPERATURE AVAL =33,55
TEMP. DE PAROI MESUREE = 38.88	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 39,44
FLUX MOYEN = 20415.	FLUX LOCAL = 21200. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 1.04	BILAN THERMIQUE = -.8 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .812	COEF. DE FROTTEMENT = .004368
VITESSE DE FROTTEMENT = .037966	UNITE DE TEMPERATURE = .1294
REYNOLDS ETOILE = 2691.	U/U* = 21,40
NOMBRE DE PRANDTL = 4.67	NOMBRE DE PECLET = 538620.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.52	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .117	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
11,56	622,17	2,794	33,85	43,21	,118	,017
10,56	568,35	2,755	33,92	42,67	,113	,016
8,06	433,80	2,637	34,01	41,98	,117	,017
6,56	353,07	2,548	34,07	41,51	,118	,017
5,56	299,25	2,476	34,09	41,36	,118	,017
4,68	251,88	2,401	34,16	40,82	,129	,019
4,05	217,98	2,338	34,21	40,43	,133	,019
3,20	172,23	2,236	34,29	39,81	,138	,020
2,54	136,71	2,136	34,30	39,74	,118	,017
2,02	108,72	2,036	34,38	39,12	,122	,018
1,71	92,03	1,964	34,43	38,73	,132	,019
1,26	67,81	1,831	34,49	38,27	,130	,019
1,00	53,82	1,731	34,55	37,80	,119	,017
,80	43,06	1,634	34,59	37,49	,128	,019
,64	34,45	1,537	34,66	36,95	,135	,020
,51	27,45	1,439	34,72	36,49	,137	,020
,40	21,53	1,333	34,79	35,95	,144	,021
,32	17,22	1,236	34,84	35,56	,161	,023
,25	13,46	1,129	34,97	34,56	,155	,022
,20	10,76	1,032	35,07	33,78	,179	,026
,16	8,61	,935	35,28	32,16	,186	,027
,12	6,46	,810	35,51	30,38	,205	,030
,10	5,38	,731	35,74	28,60	,203	,029
,08	4,31	,634	36,18	25,20	,220	,032
,06	3,23	,509	36,79	20,49	,188	,027
,04	2,15	,333	37,61	14,15	,161	,023
,03	1,61	,208	37,87	12,14	,139	,020

REYNOLDS = 80294.

DATE DE L ESSAI 210771	NUMERO DE L ESSAI 57
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2320	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0,03515	NOMBRE DE MESURES = 200
TENSION CIRCUIT 1 = 110.10 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 104.40
TENSION CIRCUIT 2 = 110.10 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 106.40
TENSION CIRCUIT 3 = 69.50 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 25.30
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 170.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 379.90
TEMPERATURE AMONT =31.54	TEMPERATURE AVAL =32.88
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 38.59
FLUX MOYEN = 14427.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = .4 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .574	COEF. DE FROTTEMENT = .004693
VITESSE DE FROTTEMENT = .027825	UNITE DE TEMPERATURE = .1247
REYNOLDS ETOILE = 1944.	U/U* = 20.64
NOMBRE DE PRANDTL = 4.75	NOMBRE DE PECLET = 381156.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.67	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .194	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
11.56	449.41	2.653	33.28	42.54	.134	.019
10.56	410.53	2.613	33.29	42.46	.110	.016
8.06	313.34	2.496	33.35	41.98	.131	.019
6.56	255.03	2.407	33.47	41.02	.120	.017
5.56	216.15	2.335	33.53	40.53	.141	.020
4.68	181.94	2.260	33.56	40.29	.137	.020
4.05	157.45	2.197	33.57	40.21	.122	.018
3.20	124.40	2.095	33.65	39.57	.141	.020
2.54	98.74	1.995	33.71	39.09	.128	.019
2.02	78.53	1.895	33.77	38.61	.133	.019
1.71	66.48	1.823	33.83	38.13	.132	.019
1.26	48.98	1.690	33.85	37.97	.138	.020
1.00	38.88	1.590	33.94	37.25	.151	.022
.80	31.10	1.493	33.97	37.01	.149	.022
.51	19.83	1.297	34.14	35.64	.144	.021
.40	15.55	1.192	34.27	34.60	.172	.025
.32	12.44	1.095	34.36	33.88	.192	.028
.25	9.72	.988	34.45	33.16	.184	.027
.20	7.78	.891	34.58	32.11	.205	.030
.16	6.22	.794	34.83	30.11	.236	.034
.12	4.67	.669	35.40	25.54	.289	.042
.11	4.28	.631	35.57	24.18	.325	.047
.09	3.50	.544	36.01	20.65	.296	.043
.07	2.72	.435	36.24	18.80	.292	.042

REYNOLDS = 80602.

DATE DE L ESSAI 220771	NUMERO DE L ESSAI 58
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2341	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 100
TENSION CIRCUIT 1 = 110.20 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 104.20
TENSION CIRCUIT 2 = 110.20 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 106.60
TENSION CIRCUIT 3 = 69.10 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 22.50
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 168.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 373.00
TEMPERATURE AMONT =31.55	TEMPERATURE AVAL =32.90
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 38.67
FLUX MOYEN = 14468.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -1.4 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .577	COEF. DE FROTTEMENT = .004689
VITESSE DE FROTTEMENT = .027914	UNITE DE TEMPERATURE = .1247
REYNOLDS ETOILE = 1950.	U/U* = 20.65
NOMBRE DE PRANDTL = 4.75	NOMBRE DE PECLET = 382546.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.35	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .129	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
11.56	450.92	2.654	33.32	42.95	-0.000	0.000
10.56	411.91	2.615	33.40	42.31	-0.000	0.000
8.06	314.39	2.497	33.49	41.59	-0.000	0.000
6.56	255.88	2.408	33.57	40.95	-0.000	0.000
5.56	216.88	2.336	33.64	40.39	-0.000	0.000
4.68	182.55	2.261	33.65	40.31	-0.000	0.000
4.05	157.98	2.199	33.66	40.23	-0.000	0.000
3.20	124.82	2.096	33.74	39.58	-0.000	0.000
2.54	99.08	1.996	33.77	39.34	-0.000	0.000
2.02	78.79	1.896	33.83	38.86	-0.000	0.000
1.71	66.70	1.824	33.87	38.54	-0.000	0.000
1.26	49.15	1.692	33.95	37.90	-0.000	0.000
1.00	39.01	1.591	34.01	37.42	-0.000	0.000
.80	31.21	1.494	34.07	36.94	-0.000	0.000
.64	24.96	1.397	34.17	36.14	-0.000	0.000
.51	19.89	1.299	34.18	36.05	-0.000	0.000

REYNOLDS = 80347.

DATE DE L ESSAI 220771	NUMERO DE L ESSAI 59
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2341	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 100
TENSION CIRCUIT 1 = 110.20 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 104.20
TENSION CIRCUIT 2 = 110.20 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 106.60
TENSION CIRCUIT 3 = 69.10 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 22.50
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 168.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 373.00
TEMPERATURE AMONT =31.55	TEMPERATURE AVAL =32.90
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 38.40
FLUX MOYEN = 14468.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -1.4 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .576	COEF. DE FROTTEMENT = .004692
VITESSE DE FROTTEMENT = .027913	UNITE DE TEMPERATURE = .1247
REYNOLDS ETOILE = 1945.	U/U* = 20.65
NOMBRE DE PRANDTL = 4.76	NOMBRE DE PECLET = 382438.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.34	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .129	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
11.56	449.67	2.653	33.04	42.97	.115	.024
10.56	410.77	2.614	33.12	42.33	.121	.025
8.06	313.52	2.496	33.21	41.61	.133	.027
6.56	255.17	2.407	33.29	40.97	.135	.028
5.56	216.28	2.335	33.36	40.41	.143	.029
4.68	182.04	2.260	33.37	40.33	.131	.027
4.05	157.54	2.197	33.38	40.25	.130	.027
3.20	124.48	2.095	33.46	39.60	.138	.028
2.54	98.80	1.995	33.49	39.36	.120	.025
2.02	78.57	1.895	33.55	38.88	.145	.030
1.71	66.52	1.823	33.59	38.56	.148	.030
1.26	49.01	1.690	33.67	37.92	.138	.028
1.00	38.90	1.590	33.73	37.44	.141	.029
.80	31.12	1.493	33.79	36.96	.135	.028
.64	24.90	1.396	33.89	36.15	.144	.030
.51	19.84	1.298	33.90	36.07	.170	.035

REYNOLDS = 80981.

DATE DE L ESSAI 230771	NUMERO DE L ESSAI 60
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2342	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 100
TENSION CIRCUIT 1 = 110.30 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 105.60
TENSION CIRCUIT 2 = 110.30 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 107.00
TENSION CIRCUIT 3 = 70.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 22.70
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 171.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 380.00
TEMPERATURE AMONT =32.47	TEMPERATURE AVAL =32.81
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 38.30
FLUX MOYEN = 14536.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = 00.7 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .576	COEF. DE FROTTEMENT = .004683
VITESSE DE FROTTEMENT = .027879	UNITE DE TEMPERATURE = .1254
REYNOLDS ETOILE = 1958.	U/U* = 20.67
NOMBRE DE PRANDTL = 4.72	NOMBRE DE PECLET = 382182.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.34	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .167	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.25	9.79	.991	34.13	33.23	.176	.036
.32	12.53	1.098	33.95	34.67	.166	.034
.40	15.67	1.195	33.90	35.06	.180	.037
.51	19.98	1.300	33.79	35.94	.155	.032
.64	25.07	1.399	33.75	36.26	.156	.032
.80	31.33	1.496	33.64	37.14	.142	.029
1.00	39.17	1.593	33.61	37.38	.131	.027
1.26	49.35	1.693	33.51	38.17	.135	.028
1.71	66.98	1.826	33.48	38.41	.132	.027
2.02	79.12	1.898	33.43	38.81	.144	.030
2.54	99.48	1.998	33.41	38.97	.127	.026
3.20	125.33	2.098	33.34	39.53	.129	.026
4.05	158.63	2.200	33.30	39.85	.134	.027
4.68	183.30	2.263	33.24	40.33	.124	.025
5.56	217.77	2.338	33.20	40.65	.121	.025
6.56	256.93	2.410	33.14	41.12	.128	.026
8.06	315.69	2.499	33.07	41.68	.127	.026
10.56	413.60	2.617	32.94	42.72	.122	.025
11.56	452.77	2.656	32.95	42.64	.121	.025

REYNOLDS = 81130.

DATE DE L ESSAI 230771	NUMERO DE L ESSAI 61
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2342	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 150
TENSION CIRCUIT 1 = 110.30 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 105.60
TENSION CIRCUIT 2 = 110.30 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 107.00
TENSION CIRCUIT 3 = 70.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 22.70
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 171.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 380.00
TEMPERATURE AMONT =32.47	TEMPERATURE AVAL =32.81
TEMP. DE PAROI MESUREE = 37.77	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 38.60
FLUX MOYEN = 14536.	FLUX LOCAL = 14700. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 1.01	BILAN THERMIQUE = 74.8 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .575	COEF. DE FROTTEMENT = .004681
VITESSE DE FROTTEMENT = .027831	UNITE DE TEMPERATURE = .1256
REYNOLDS ETOILE = 1962.	U/U* = 20.67
NOMBRE DE PRANDTL = 4.70	NOMBRE DE PECLET = 381542.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.50	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .217	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	θ_+	θ'	ΔT
.01	.39	-.406	37.33	10.09	.122	.020
.02	.78	-.105	37.16	11.44	.128	.021
.04	1.57	.196	36.84	13.99	.161	.027
.05	1.96	.293	36.56	16.22	.185	.031
.06	2.35	.372	36.36	17.81	.234	.039
.07	2.75	.439	36.10	19.88	.217	.036
.08	3.14	.497	35.92	21.31	.268	.045
.09	3.53	.548	35.79	22.35	.288	.048
.10	3.92	.594	35.56	24.18	.269	.045
.11	4.32	.635	35.43	25.21	.308	.052
.12	4.71	.673	35.17	27.28	.267	.045
.13	5.10	.708	34.96	28.95	.228	.038
.14	5.49	.740	34.89	29.51	.232	.039
.16	6.28	.798	34.79	30.31	.214	.036
.25	9.81	.992	34.37	33.65	.160	.027
.32	12.55	1.099	34.24	34.68	.168	.028
.40	15.69	1.196	34.15	35.40	.146	.024
.51	20.01	1.301	34.11	35.72	.141	.024
.64	25.11	1.400	34.03	36.36	.151	.025
.80	31.38	1.497	33.95	36.99	.145	.024
1.00	39.23	1.594	33.88	37.55	.139	.023
1.26	49.43	1.694	33.85	37.79	.125	.021
1.71	67.08	1.827	33.79	38.27	.133	.022
2.02	79.24	1.899	33.79	38.27	.133	.022
2.54	99.64	1.998	33.65	39.38	.115	.019
3.20	125.54	2.099	33.63	39.54	.138	.023
4.05	158.88	2.201	33.59	39.86	.132	.022
4.68	183.60	2.264	33.57	40.02	.124	.021
5.56	218.12	2.339	33.48	40.73	.107	.018
6.56	257.35	2.411	33.43	41.13	.133	.022
8.06	316.19	2.500	33.36	41.69	.110	.018
10.56	414.27	2.617	33.25	42.56	.113	.019
11.56	453.50	2.657	33.22	42.80	.121	.020

REYNOLDS = 46773.

DATE DE L ESSAI 270771	NUMERO DE L ESSAI 63
HAUTEUR MANOMETRIQUE = 1.0008	LIQUIDE MANOMETRIQUE = EAU
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 130
TENSION CIRCUIT 1 = 79.20 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 75.20
TENSION CIRCUIT 2 = 79.20 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 77.60
TENSION CIRCUIT 3 = 50.75 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 16.50
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 73.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 177.50
TEMPERATURE AMONT =31.80	TEMPERATURE AVAL =33.25
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 38.26
FLUX MOYEN = 7506.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -22.7 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .335	COEF. DE FROTTEMENT = .005372
VITESSE DE FROTTEMENT = .017378	UNITE DE TEMPERATURE = .1039
REYNOLDS ETOILE = 1211.	U/U* = 19.30
NOMBRE DE PRANDTL = 4.76	NOMBRE DE PECLET = 222543.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 5.25	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .183	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
1.16	28.10	1.449	34.37	37.45	.014	.003
1.76	42.64	1.630	34.24	38.70	.012	.002
2.26	54.75	1.738	34.18	39.27	.128	.023
2.66	64.44	1.809	34.19	39.18	.122	.022
3.20	77.53	1.889	34.14	39.66	.132	.024
4.06	98.36	1.993	34.04	40.62	.119	.021
6.06	146.82	2.167	33.97	41.30	.114	.020
7.56	183.16	2.263	33.92	41.78	.114	.020
9.56	231.61	2.365	33.84	42.55	-0.000	0.000
11.56	280.07	2.447	33.74	43.51	.103	.019

REYNOLDS = 49399.

DATE DE L ESSAI 280771	NUMERO DE L ESSAI 65
HAUTEUR MANOMETRIQUE = 1.1100	LIQUIDE MANOMETRIQUE = EAU
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 130
TENSION CIRCUIT 1 = 79.50 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 75.40
TENSION CIRCUIT 2 = 79.50 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 78.00
TENSION CIRCUIT 3 = 51.10 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 16.60
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 75.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 180.00
TEMPERATURE AMONT =32.20	TEMPERATURE AVAL =33.41
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 38.31
FLUX MOYEN = 7602.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -6.4 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .353	COEF. DE FROTTEMENT = .005299
VITESSE DE FROTTEMENT = .018159	UNITE DE TEMPERATURE = .1007
REYNOLDS ETOILE = 1271.	U/U* = 19.43
NOMBRE DE PRANDTL = 4.74	NOMBRE DE PECLET = 234045.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 5.66	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .082	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.38	9.66	.985	34.79	34.96	.018	.003
.46	11.69	1.068	34.71	35.75	.183	.033
.64	16.27	1.211	34.62	36.65	.159	.029
1.16	29.48	1.470	34.47	38.14	.125	.022
1.76	44.74	1.651	34.37	39.13	.148	.027
2.26	57.44	1.759	34.31	39.72	.124	.022
2.66	67.61	1.830	34.29	39.92	.121	.022
3.20	81.34	1.910	34.24	40.42	.122	.022
4.06	103.20	2.014	34.17	41.11	.116	.021
6.06	154.03	2.188	34.08	42.01	.133	.024
7.56	192.16	2.284	34.02	42.60	.124	.022
9.56	242.99	2.386	33.95	43.30	.113	.020
11.56	293.83	2.468	33.87	44.09	.091	.016

REYNOLDS = 49324.

DATE DE L ESSAI 280771	NUMERO DE L ESSAI 66
HAUTEUR MANOMETRIQUE = 1.1100	LIQUIDE MANOMETRIQUE = EAU
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 130
TENSION CIRCUIT 1 = 79.50 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 75.40
TENSION CIRCUIT 2 = 79.50 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 78.00
TENSION CIRCUIT 3 = 51.10 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 16.60
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 75.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 180.00
TEMPERATURE AMONT =32.20	TEMPERATURE AVAL =33.41
TEMP. DE PAROI MESUREE = 37.34	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 38.11
FLUX MOYEN = 7602.	FLUX LOCAL = 8346. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 1.10	BILAN THERMIQUE = -6.5 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .353	COEF. DE FROTTEMENT = .005301
VITESSE DE FROTTEMENT = .018171	UNITE DE TEMPERATURE = .1006
REYNOLDS ETOILE = 1269.	U/U* = 19.42
NOMBRE DE PRANDTL = 4.75	NOMBRE DE PECLET = 234175.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.69	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .102	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.03	.76	-.118	36.95	11.53	.166	.030
.05	1.27	.104	36.68	14.21	.186	.033
.08	2.03	.308	36.19	19.08	.230	.041
.13	3.30	.519	35.63	24.65	.246	.044
.18	4.57	.660	35.25	28.42	.235	.042
.23	5.84	.766	35.04	30.51	.222	.040
.31	7.87	.896	34.86	32.30	.194	.035
.38	9.65	.984	34.75	33.39	.178	.032
.46	11.68	1.067	34.64	34.48	.159	.029
.64	16.25	1.211	34.55	35.38	.163	.029
1.16	29.45	1.469	34.40	36.87	.140	.025
1.76	44.68	1.650	34.31	37.76	.129	.023
2.26	57.37	1.759	34.23	38.56	.112	.020
2.66	67.52	1.829	34.20	38.86	.120	.022
3.20	81.23	1.910	34.19	38.96	.135	.024
4.06	103.06	2.013	34.12	39.65	.112	.020
6.06	153.83	2.187	34.04	40.45	.125	.022
7.56	191.90	2.283	34.00	40.84	.112	.020
9.56	242.67	2.385	33.95	41.34	.120	.022
11.56	293.44	2.468	33.95	41.34	.110	.020

REYNOLDS = 49443.

DATE DE L ESSAI 280771	NUMERO DE L ESSAI 67
HAUTEUR MANOMETRIQUE = 1.1100	LIQUIDE MANOMETRIQUE = EAU
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 130
TENSION CIRCUIT 1 = 79.50 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 75.40
TENSION CIRCUIT 2 = 79.50 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 78.00
TENSION CIRCUIT 3 = 51.10 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 16.60
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 75.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 180.00
TEMPERATURE AMONT =32.20	TEMPERATURE AVAL =33.41
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 38.31
FLUX MOYEN = 7602.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -6.5 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .353	COEF. DE FROTTEMENT = .005298
VITESSE DE FROTTEMENT = .018173	UNITE DE TEMPERATURE = .1006
REYNOLDS ETOILE = 1272.	U/U* = 19.43
NOMBRE DE PRANDTL = 4.74	NOMBRE DE PECLET = 234255.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 5.97	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .179	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.38	9.67	.985	34.82	34.69	.178	.032
.46	11.70	1.068	34.71	35.78	.172	.031
.64	16.28	1.212	34.58	37.07	.165	.030
1.16	29.51	1.470	34.43	38.56	.140	.025
1.76	44.77	1.651	34.33	39.56	.138	.025
2.26	57.49	1.760	34.26	40.25	.134	.024
2.66	67.66	1.830	34.27	40.15	.132	.024
3.20	81.40	1.911	34.20	40.85	.118	.021
4.06	103.28	2.014	34.11	41.74	.114	.020
6.06	154.15	2.188	34.04	42.44	.117	.021
7.56	192.31	2.284	33.96	43.23	.126	.023
9.56	243.18	2.386	33.89	43.93	.102	.018
11.56	294.06	2.468	33.86	44.23	.106	.019

REYNOLDS = 24842.

DATE DE L ESSAI 290771	NUMERO DE L ESSAI 68
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2770	LIQUIDE MANOMETRIQUE = EAU
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 130
TENSION CIRCUIT 1 = 60.10 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 57.30
TENSION CIRCUIT 2 = 60.10 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 59.00
TENSION CIRCUIT 3 = 29.60 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 9.70
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 75.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 79.75
TEMPERATURE AMONT =31.64	TEMPERATURE AVAL =32.96
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 39.12
FLUX MOYEN = 4302.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -5.1 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .177	COEF. DE FROTTEMENT = .006293
VITESSE DE FROTTEMENT = .009903	UNITE DE TEMPERATURE = .1045
REYNOLDS ETOILE = 696.	U/U* = 17.83
NOMBRE DE PRANDTL = 4.71	NOMBRE DE PECLET = 117096.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 9.35	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .187	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.46	6.41	.807	35.67	33.05	.422	.076
.96	13.37	1.126	35.00	39.46	.282	.051
1.56	21.73	1.337	34.79	41.47	.270	.049
1.86	25.91	1.413	34.70	42.33	.259	.047
2.26	31.48	1.498	34.63	43.00	.245	.044
3.56	49.59	1.695	34.45	44.72	.166	.030
4.06	56.55	1.752	34.43	44.92	.149	.027
4.56	63.52	1.803	34.34	45.78	.152	.027
6.06	84.41	1.926	34.19	47.21	.141	.025
8.06	112.27	2.050	34.11	47.98	.112	.020
9.56	133.16	2.124	34.03	48.74	.112	.020
11.56	161.02	2.207	33.94	49.61	.109	.020

REYNOLDS = 24814.

DATE DE L ESSAI 290771	NUMERO DE L ESSAI 69
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2770	LIQUIDE MANOMETRIQUE = EAU
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 130
TENSION CIRCUIT 1 = 60.10 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 57.30
TENSION CIRCUIT 2 = 60.10 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 59.00
TENSION CIRCUIT 3 = 29.60 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 9.70
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 75.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 79.75
TEMPERATURE AMONT =31.64	TEMPERATURE AVAL =32.96
TEMP. DE PAROI MESUREE = 38.16	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 39.13
FLUX MOYEN = 4302.	FLUX LOCAL = 5118. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 1.19	BILAN THERMIQUE = -5.1 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .176	COEF. DE FROTTEMENT = .006294
VITESSE DE FROTTEMENT = .009900	UNITE DE TEMPERATURE = .1045
REYNOLDS ETOILE = 696.	U/U* = 17.83
NOMBRE DE PRANDTL = 4.72	NOMBRE DE PECLET = 117050.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 8.91	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .171	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.02	.28	-.555	38.00	10.78	.189	.034
.03	.42	-.379	37.92	11.54	.186	.033
.08	1.11	.047	37.51	15.47	.238	.043
.11	1.53	.185	37.28	17.67	.349	.063
.16	2.23	.348	36.78	22.45	.430	.077
.21	2.92	.466	36.44	25.70	.392	.070
.26	3.62	.558	36.20	28.00	.438	.079
.31	4.31	.635	35.98	30.10	.442	.079
.34	4.73	.675	35.78	32.02	.426	.077
.37	5.15	.712	35.82	31.63	.458	.082
.46	6.40	.806	35.64	33.36	.444	.080
.96	13.36	1.126	35.03	39.19	.325	.058
1.56	21.71	1.337	34.80	41.39	.252	.045
1.86	25.88	1.413	34.70	42.35	.222	.040
2.26	31.45	1.498	34.64	42.92	.202	.036
3.56	49.54	1.695	34.44	44.84	.182	.033
4.06	56.50	1.752	34.38	45.41	.165	.030
4.56	63.45	1.802	34.30	46.18	.155	.028
6.06	84.33	1.926	34.24	46.75	.128	.023
8.06	112.16	2.050	34.12	47.90	.114	.020
9.56	133.03	2.124	34.04	48.66	.118	.021
11.56	160.86	2.206	33.95	49.53	.095	.017

REYNOLDS = 113495.

DATE DE L ESSAI 30871	NUMERO DE L ESSAI 70
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .4480	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 150
TENSION CIRCUIT 1 = 130.90 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 126.00
TENSION CIRCUIT 2 = 130.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 124.60
TENSION CIRCUIT 3 = 83.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 26.80
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 52.50
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 490.00
TEMPERATURE AMONT =33.26	TEMPERATURE AVAL =34.77
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 42.90
FLUX MOYEN = 20123.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -11.2 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .795	COEF. DE FROTTEMENT = .004382
VITESSE DE FROTTEMENT = .037227	UNITE DE TEMPERATURE = .1300
REYNOLDS ETOILE = 2655.	U/U* = 21.36
NOMBRE DE PRANDTL = 4.64	NOMBRE DE PECLET = 527158.
PENTE DE LA LOI LOG. A = *.00	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = *.000	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
42.00	2230.06	3.348	34.90	61.53	-0.000	0.000
40.00	2123.87	3.327	34.91	61.45	-0.000	0.000
35.00	1858.39	3.269	34.98	60.91	-0.000	0.000
30.01	1593.43	3.202	35.05	60.37	-0.000	0.000
25.00	1327.42	3.123	35.14	59.68	-0.000	0.000
22.00	1168.13	3.067	35.19	59.30	-0.000	0.000

REYNOLDS = 113440.

DATE DE L ESSAI 30871	NUMERO DE L ESSAI 71
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .4480	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 150
TENSION CIRCUIT 1 = 130.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 126.00
TENSION CIRCUIT 2 = 130.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 124.60
TENSION CIRCUIT 3 = 83.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 26.80
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 52.50
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 490.00
TEMPERATURE AMONT =33.26	TEMPERATURE AVAL =34.77
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 42.90
FLUX MOYEN = 20123.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -11.1 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .795	COEF. DE FROTTEMENT = .004382
VITESSE DE FROTTEMENT = .037211	UNITE DE TEMPERATURE = .1301
REYNOLDS ETOILE = 2654.	U/U* = 21.36
NOMBRE DE PRANDTL = 4.64	NOMBRE DE PECLET = 526897.
PENTE DE LA LOI LOG. A = *.00	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = *.000	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	θ_+	θ'	ΔT
42.00	2229.09	3.348	34.90	61.51	-0.000	0.000
40.00	2122.94	3.327	34.92	61.36	-0.000	0.000
35.00	1857.57	3.269	34.98	60.90	-0.000	0.000
30.01	1592.74	3.202	35.05	60.36	-0.000	0.000
25.00	1326.84	3.123	35.13	59.75	-0.000	0.000
22.00	1167.62	3.067	35.17	59.44	-0.000	0.000

REYNOLDS = 113385.

DATE DE L ESSAI 30871	NUMERO DE L ESSAI 72
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .4480	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 150
TENSION CIRCUIT 1 = 130.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 126.00
TENSION CIRCUIT 2 = 130.80 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 124.60
TENSION CIRCUIT 3 = 83.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 26.80
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 52.50
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 490.00
TEMPERATURE AMONT =33.26	TEMPERATURE AVAL =34.77
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 42.90
FLUX MOYEN = 20123.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -11.1 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .795	COEF. DE FROTTEMENT = .004382
VITESSE DE FROTTEMENT = .037194	UNITE DE TEMPERATURE = .1302
REYNOLDS ETOILE = 2653.	U/U* = 21.36
NOMBRE DE PRANDTL = 4.64	NOMBRE DE PECLET = 526638.
PENTE DE LA LOI LOG. A = *.00	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = *.000	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
42.00	2228.11	3.348	34.90	61.50	-0.000	0.000
40.00	2122.01	3.327	34.92	61.35	-0.000	0.000
35.00	1856.76	3.269	34.97	60.96	-0.000	0.000
30.01	1592.04	3.202	35.05	60.35	-0.000	0.000
25.00	1326.26	3.123	35.13	59.73	-0.000	0.000
22.00	1167.11	3.067	35.19	59.27	-0.000	0.000

REYNOLDS = 23334.

DATE DE L ESSAI 60871	NUMERO DE L ESSAI 76
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2540	LIQUIDE MANOMETRIQUE = EAU
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 130
TENSION CIRCUIT 1 = 59.90 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 56.20
TENSION CIRCUIT 2 = 59.90 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 59.20
TENSION CIRCUIT 3 = 25.45 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 9.75
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 129.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 94.00
TEMPERATURE AMONT =30.62	TEMPERATURE AVAL =32.10
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 38.44
FLUX MOYEN = 4302.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -13.5 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .169	COEF. DE FROTTEMENT = .006392
VITESSE DE FROTTEMENT = .009545	UNITE DE TEMPERATURE = .1084
REYNOLDS ETOILE = 659.	U/U* = 17.69
NOMBRE DE PRANDTL = 4.80	NOMBRE DE PECLET = 112087.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 8.41	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .203	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
23.77	313.43	2.496	32.75	52.52	.089	.016
21.56	284.29	2.454	32.78	52.25	.094	.017
19.56	257.92	2.411	32.81	51.97	.086	.015
17.56	231.55	2.365	32.89	51.23	.098	.018
15.56	205.18	2.312	32.95	50.68	.099	.018
13.55	178.67	2.252	32.98	50.40	.098	.018
11.56	152.43	2.183	33.08	49.48	.110	.020
9.56	126.06	2.101	33.18	48.56	.120	.022
8.06	106.28	2.026	33.27	47.73	.111	.020
6.06	79.91	1.903	33.41	46.44	.148	.027
4.56	60.13	1.779	33.50	45.61	.154	.028
4.06	53.54	1.729	33.50	45.61	.172	.031
3.56	46.94	1.672	33.60	44.68	.195	.035
2.26	29.80	1.474	33.77	43.11	.230	.041
1.86	24.53	1.390	33.85	42.38	.270	.049
1.56	20.57	1.313	33.94	41.55	.283	.051
.96	12.66	1.102	34.26	38.59	.323	.058

REYNOLDS = 23339.

DATE DE L ESSAI 60871	NUMERO DE L ESSAI 77
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .2540	LIQUIDE MANOMETRIQUE = EAU
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 130
TENSION CIRCUIT 1 = 59.90 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 56.20
TENSION CIRCUIT 2 = 59.90 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 59.20
TENSION CIRCUIT 3 = 25.45 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 9.75
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 129.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 94.00
TEMPERATURE AMONT =30.62	TEMPERATURE AVAL =32.10
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 38.40
FLUX MOYEN = 4302.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -13.5 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .169	COEF. DE FROTTEMENT = .006392
VITESSE DE FROTTEMENT = .009548	UNITE DE TEMPERATURE = .1084
REYNOLDS ETOILE = 659.	U/U* = 17.69
NOMBRE DE PRANDTL = 4.80	NOMBRE DE PECLET = 112134.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 8.53	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .111	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
15.56	205.21	2.312	32.96	50.18	.102	.018
13.55	178.70	2.252	33.00	49.81	.119	.021
11.56	152.46	2.183	33.07	49.17	.107	.019
9.56	126.08	2.101	33.16	48.34	.120	.022
8.06	106.30	2.027	33.24	47.60	.132	.024
6.06	79.92	1.903	33.33	46.77	.158	.028
4.56	60.14	1.779	33.44	45.75	.147	.026
4.06	53.54	1.729	33.52	45.01	.166	.030
3.56	46.95	1.672	33.56	44.64	.187	.034
2.26	29.81	1.474	33.74	42.98	.211	.038
1.86	24.53	1.390	33.82	42.24	.241	.043
1.56	20.57	1.313	33.91	41.41	.293	.053
.96	12.66	1.102	34.12	39.48	.307	.055

REYNOLDS = 16233.

DATE DE L ESSAI 90871	NUMERO DE L ESSAI 79
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .1170	LIQUIDE MANOMETRIQUE = EAU
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 150
TENSION CIRCUIT 1 = 50.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 47.00
TENSION CIRCUIT 2 = 50.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 49.00
TENSION CIRCUIT 3 = 26.50 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 8.80
TENSION CIRCUIT 4 = 26.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 1.00
TENSION CIRCUIT 5 = 16.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 1.00
TEMPERATURE AMONT =30.40	TEMPERATURE AVAL =31.85
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 41.20
FLUX MOYEN = 2943.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -10.8 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .114	COEF. DE FROTTEMENT = .006999
VITESSE DE FROTTEMENT = .006771	UNITE DE TEMPERATURE = .1046
REYNOLDS ETOILE = 480.	U/U* = 16.90
NOMBRE DE PRANDTL = 4.68	NOMBRE DE PECLET = 75894.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 3.06	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .227	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	Θ'	ΔT
.04	.38	-.416	38.55	25.33	.218	.036
.10	.96	-.018	38.31	27.62	.285	.048
.20	1.92	.283	37.82	32.31	.391	.065
.30	2.88	.459	37.18	38.43	.573	.096
.40	3.84	.584	36.85	41.58	.601	.101
.50	4.80	.681	36.51	44.83	.597	.100
.67	6.43	.808	36.22	47.60	.596	.100
.96	9.21	.964	35.79	51.71	.575	.096
1.56	14.97	1.175	35.17	57.64	.442	.074
1.86	17.85	1.252	35.08	58.50	.458	.077
2.26	21.69	1.336	34.82	60.98	.504	.084
2.77	26.59	1.425	34.56	63.47	.413	.069
3.56	34.17	1.534	34.42	64.81	.395	.066
4.06	38.97	1.591	34.21	66.81	.414	.069
4.77	45.78	1.661	34.06	68.25	.340	.057
6.06	58.16	1.765	33.82	70.54	.300	.050
7.97	76.50	1.884	33.54	73.22	.209	.035
9.56	91.76	1.963	33.37	74.84	.221	.037
11.56	110.95	2.045	33.19	76.56	.184	.031
23.77	228.14	2.358	32.62	82.01	.130	.022

REYNOLDS = 16164.

DATE DE L ESSAI 90871	NUMERO DE L ESSAI 80
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .1170	LIQUIDE MANOMETRIQUE = EAU
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.03515	NOMBRE DE MESURES = 150
TENSION CIRCUIT 1 = 50.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 47.00
TENSION CIRCUIT 2 = 50.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 49.00
TENSION CIRCUIT 3 = 26.50 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 8.80
TENSION CIRCUIT 4 = 26.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 1.00
TENSION CIRCUIT 5 = 16.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 1.00
TEMPERATURE AMONT =30.40	TEMPERATURE AVAL =31.85
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 40.80
FLUX MOYEN = 2945.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -10.7 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = .114	COEF. DE FROTTEMENT = .007006
VITESSE DE FROTTEMENT = .006772	UNITE DE TEMPERATURE = .1046
REYNOLDS ETOILE = 478.	U/U* = 16.90
NOMBRE DE PRANDTL = 4.69	NOMBRE DE PECLET = 75880.
PENTE DE LA LOI LOG. A = .74	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .066	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	θ_+	θ'	ΔT
1.56	14.92	1.174	35.22	53.35	.560	.094
1.86	17.79	1.250	35.07	54.78	.538	.090
2.26	21.61	1.335	34.92	56.21	.468	.078
2.77	26.49	1.423	34.63	58.99	.427	.071
3.56	34.04	1.532	34.35	61.66	.365	.061
4.06	38.82	1.589	34.22	62.91	.382	.064
4.77	45.61	1.659	34.08	64.25	.299	.050
6.06	57.95	1.763	33.85	66.44	.250	.042
7.97	76.21	1.882	33.61	68.74	.231	.039
9.56	91.41	1.961	33.42	70.56	.196	.033
11.56	110.54	2.044	33.22	72.47	.175	.029
13.56	129.66	2.113	33.07	73.90	.168	.028
14.56	139.22	2.144	33.02	74.38	.150	.025
16.56	158.35	2.200	32.93	75.24	.153	.026
18.56	177.47	2.249	32.83	76.20	.128	.021
20.56	196.59	2.294	32.74	77.06	.129	.022
23.77	227.29	2.357	32.64	78.01	-0.000	0.000

REYNOLDS = 198891.

DATE DE L ESSAI 100871	NUMERO DE L ESSAI 81
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .3653	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 130
TENSION CIRCUIT 1 = 144.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 136.00
TENSION CIRCUIT 2 = 144.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 138.00
TENSION CIRCUIT 3 = 98.50 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 31.20
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 181.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 570.00
TEMPERATURE AMONT =35.97	TEMPERATURE AVAL =37.15
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 41.88
FLUX MOYEN = 24560.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -18.7 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = 1.326	COEF. DE FROTTEMENT = .003914
VITESSE DE FROTTEMENT = .058645	UNITE DE TEMPERATURE = .1008
REYNOLDS ETOILE = 4397.	U/U* = 22.60
NOMBRE DE PRANDTL = 4.40	NOMBRE DE PECLET = 876103.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.42	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .216	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	θ_+	θ'	ΔT
.17	14.95	1.175	38.42	34.32	.099	.018
.26	22.87	1.359	38.28	35.71	.097	.017
.41	36.06	1.557	38.16	36.90	.085	.015
.65	57.17	1.757	38.07	37.79	.073	.013
1.01	88.83	1.949	38.01	38.38	.089	.016
2.03	178.53	2.252	37.90	39.48	.074	.013
3.21	282.31	2.451	37.80	40.47	.081	.015
4.69	412.47	2.615	37.71	41.36	.075	.013
9.77	859.25	2.934	37.53	43.14	.079	.014
15.77	1386.93	3.142	37.40	44.43	.065	.012
23.77	2090.51	3.320	37.28	45.62	.057	.010

REYNOLDS = 198148.

DATE DE L ESSAI 110871	NUMERO DE L ESSAI 82
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .3690	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 150
TENSION CIRCUIT 1 = 139.90 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 136.00
TENSION CIRCUIT 2 = 139.90 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 139.80
TENSION CIRCUIT 3 = 96.20 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 30.80
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 177.50
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 558.00
TEMPERATURE AMONT =35.71	TEMPERATURE AVAL =36.75
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 41.34
FLUX MOYEN = 2417.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -7.5 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = 1.331	COEF. DE FROTTEMENT = .003917
VITESSE DE FROTTEMENT = .058903	UNITE DE TEMPERATURE = .0988
REYNOLDS ETOILE = 4363.	U/U* = 22.60
NOMBRE DE PRANDTL = 4.44	NOMBRE DE PECLET = 879959.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.45	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .111	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	θ_+	θ'	ΔT
.17	14.90	1.173	37.91	34.72	.091	.015
.26	22.79	1.358	37.78	36.04	.089	.015
.41	35.94	1.556	37.71	36.75	.088	.015
.65	56.98	1.756	37.62	37.66	.087	.015
1.01	88.53	1.947	37.54	38.47	.092	.015
2.03	177.94	2.250	37.41	39.78	.078	.013
3.21	281.38	2.449	37.33	40.59	.083	.014
4.69	411.11	2.614	37.27	41.20	.087	.015
6.57	575.91	2.760	37.18	42.11	.081	.014
9.77	856.41	2.933	37.09	43.02	.077	.013
15.77	1382.35	3.141	36.96	44.34	.065	.011
23.77	2083.61	3.319	36.83	45.65	.061	.010

REYNOLDS = 198370.

DATE DE L ESSAI 110871	NUMERO DE L ESSAI 83
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .3690	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 130
TENSION CIRCUIT 1 = 139.90 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 136.00
TENSION CIRCUIT 2 = 139.90 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 139.80
TENSION CIRCUIT 3 = 96.20 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 30.80
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 177.50
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 558.00
TEMPERATURE AMONT =35.71	TEMPERATURE AVAL =36.75
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 41.40
FLUX MOYEN = 24177.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -7.6 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = 1.332	COEF. DE FROTTEMENT = .003916
VITESSE DE FROTTEMENT = .058929	UNITE DE TEMPERATURE = .0987
REYNOLDS ETOILE = 4387.	U/U* = 22.60
NOMBRE DE PRANDTL = 4.44	NOMBRE DE PECLET = 880422.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.58	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .142	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	θ'	ΔT
23.77	2085.72	3.319	36.85	46.08	.060	.011
15.77	1383.75	3.141	36.99	44.66	.066	.012
9.77	857.28	2.933	37.12	43.34	.072	.013
6.57	576.49	2.761	37.21	42.43	.075	.013
4.69	411.53	2.614	37.28	41.72	.075	.013
3.21	281.66	2.450	37.38	40.71	.086	.015
2.03	178.12	2.251	37.46	39.90	.070	.013
1.01	88.62	1.948	37.59	38.58	.078	.014
.65	57.03	1.756	37.67	37.77	.085	.015
.41	35.98	1.556	37.74	37.07	.093	.017
.26	22.81	1.358	37.77	36.76	.083	.015
.17	14.92	1.174	37.91	35.34	.094	.017

REYNOLDS = 196521.

DATE DE L ESSAI 120871	NUMERO DE L ESSAI 84
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .3640	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 130
TENSION CIRCUIT 1 = 143.20 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 135.80
TENSION CIRCUIT 2 = 143.20 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 137.80
TENSION CIRCUIT 3 = 95.90 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 30.60
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 175.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 549.00
TEMPERATURE AMONT =35.60	TEMPERATURE AVAL =36.61
TEMP. DE PAROI MESUREE = -0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 41.35
FLUX MOYEN = 24393.	FLUX LOCAL = -0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -2.3 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = 1.321	COEF. DE FROTTEMENT = .003923
VITESSE DE FROTTEMENT = .058510	UNITE DE TEMPERATURE = .1003
REYNOLDS ETOILE = 4350.	U/U* = 22.58
NOMBRE DE PRANDTL = 4.44	NOMBRE DE PECLET = 873481.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.47	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .176	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	θ'	ΔT
23.77	2066.06	3.316	36.73	46.04	.070	.013
15.77	1372.03	3.137	36.86	44.75	.074	.013
11.77	1024.02	3.010	36.97	43.65	.069	.012
9.77	850.02	2.929	37.01	43.25	.071	.013
6.57	571.61	2.757	37.11	42.26	.071	.013
2.03	176.62	2.247	37.37	39.67	.080	.014
4.69	408.04	2.611	37.18	41.56	.082	.015
3.21	279.28	2.446	37.27	40.66	.083	.015
1.01	87.87	1.944	37.49	38.47	.085	.015
.65	56.55	1.752	37.56	37.77	.093	.017
.41	35.67	1.552	37.63	37.07	.085	.015
.26	22.62	1.355	37.72	36.18	.086	.015
.17	14.79	1.170	37.80	35.38	.097	.017

REYNOLDS = 196432.

DATE DE L ESSAI 120871	NUMERO DE L ESSAI 85
HAUTEUR MANOMETRIQUE = .3640	LIQUIDE MANOMETRIQUE = MERCURE
DIAMETRE DU DIAPHRAGME = 0.04740	NOMBRE DE MESURES = 130
TENSION CIRCUIT 1 = 143.20 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 1= 135.80
TENSION CIRCUIT 2 = 143.20 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 2= 137.80
TENSION CIRCUIT 3 = 95.90 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 3= 30.60
TENSION CIRCUIT 4 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 4= 175.00
TENSION CIRCUIT 5 = 1.00 VOLTS	INTENSITE CIRCUIT 5= 549.00
TEMPERATURE AMONT =35.69	TEMPERATURE AVAL =36.61
TEMP. DE PAROI MESUREE = 0.00	TEMP. DE PAROI CALCULEE = 41.36
FLUX MOYEN = 24393.	FLUX LOCAL = 0. W/M. CARRE
FLUX LOCAL/FLUX MOYEN = 0.00	BILAN THERMIQUE = -2.3 POURCENT
VITESSE DEBITANTE = 1.320	COEF. DE FROTTEMENT = .003924
VITESSE DE FROTTEMENT = .058480	UNITE DE TEMPERATURE = .1004
REYNOLDS ETOILE = 4348.	U/U* = 22.58
NOMBRE DE PRANDTL = 4.44	NOMBRE DE PECLET = 872993.
PENTE DE LA LOI LOG. A = 4.44	B = 30.0 (CHOISI ARBITRAIREMENT)
ECART QUADRATIQUE DES POINTS DE MESURE = .186	

Y MM	Y_+	LOG Y_+	T	Θ_+	θ'	ΔT
23.77	2067.21	3.315	36.78	45.62	.068	.012
15.77	1371.47	3.137	36.92	44.23	.065	.012
11.77	1023.60	3.010	36.99	43.53	.077	.014
9.77	849.67	2.929	37.03	43.13	.072	.013
6.57	571.37	2.757	37.14	42.04	.071	.013
4.69	407.88	2.611	37.21	41.34	.074	.013
3.21	279.16	2.446	37.29	40.54	.083	.015
2.03	176.54	2.247	37.40	39.45	.084	.015
1.01	87.84	1.944	37.49	38.55	.071	.013
.65	56.53	1.752	37.57	37.75	.082	.015
.41	35.66	1.552	37.67	36.76	.093	.017
.26	22.61	1.354	37.73	36.16	.097	.017
.17	14.78	1.170	37.83	35.16	.087	.016

IMPRIMERIE LOUIS-JEAN
Publications scientifiques et littéraires
TYPO - OFFSET
05 - GAP - Téléphone 14 23 *
Dépôt légal 264 - 1972

Le Directeur de la Publication : R. HONORÉ